

Projeto de Rede de Produção e Distribuição de Vácuo Usado na Vulcanização de Pneus

Continental Mabor

José Rafael Fernandes Andrade

Dissertação do MIEM

Orientadores na Continental Mabor: Engenheira Cláudia Vieira

Engenheiro Manuel Soares

Orientador na FEUP: Professor Clito Félix Alves Afonso



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2014

Resumo

A presente dissertação foi realizada numa parceria da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto com a Continental Mabor com o objetivo de otimizar a rede de produção e distribuição de vácuo utilizada na vulcanização de pneus.

O conhecimento da tecnologia de vácuo em conjunto com o conhecimento da instalação concorreram para a constatação dos principais problemas presentes.

O dimensionamento de um sistema impõe que se conheçam os parâmetros característicos do seu funcionamento, como os caudais de condensado e de ar a retirar. O cálculo da perda de carga é pertinente porque esta limita o caudal que pode ser escoado no sistema. Os resultados mostraram que a perda de carga é excessiva em alguns troços da tubagem, determinando o aumento do seu diâmetro.

De forma a solucionar os problemas encontrados foram sugeridas algumas alterações nos componentes e no controlo da instalação, das quais se destacam a alteração do tipo de bombas de condensado e a introdução do variador de frequência para comando das bombas de vácuo. Esta última constitui uma redução de 22% no consumo elétrico para acionamento das bombas de vácuo.

A energia presente na drenagem pode ser aproveitada de diversos modos, como a utilização do condensado para pré-aquecimento de moldes e o reaproveitamento do vapor em linhas de baixa pressão. O conjunto destas duas soluções permite uma redução de 4,33% do consumo diário de combustível, evitando a emissão diária de 5,9 toneladas de CO₂ equivalente para a atmosfera.

A expansão do número de prensas da vulcanização é uma possibilidade a curto prazo, no âmbito da qual se efetuou o estudo sobre uma possível redistribuição da produção por 2 ou 3 grupos, focando a avaliação da perda de carga e a estimativa do investimento financeiro.

Design of vacuum system used in tire curing

This thesis was developed in a partnership between the Engineering Faculty of the University of Porto and the Continental Mabor. Its main goal was to improve the vacuum system used in tire curing.

The vacuum technology knowledge and the company system acquaintance led to the detection of the major system problems.

Designing a vacuum system requires knowing some typical parameters of its operation, such as the condensate and air flow rates to be pumped. The pressure loss calculation is imperative because it restricts the system's flow rate. The results showed excessive pressure drop, ruling a diameter increase of a few pipe lines.

In order to solve the encountered problems some modifications were suggested regarding the components and the system control, highlighting the change of the condensate pump type and the introduction of a variable frequency drive for the vacuum pump controlling. The last one enables a 22% energy saving regarding the vacuum pump driving.

There are many ways of taking advantage of the drain energy such as mold pre-heating using the condensate and steam recovery for low pressure steam lines. This set of solutions allows a 4,33% daily saving in fuel, avoiding the emission of 5,9 tons of equivalent CO₂ into the atmosphere.

The number of presses of the curing area may grow in the near future, possibly leading to a redistribution of the production by 2 or 3 groups, requiring a new pressure loss evaluation and a financial investment estimation.

Agradecimentos

Agradeço a todos os colaboradores da Continental Mabor pela disponibilidade e competência, distinguindo a Engenheira Cláudia Vieira e o Engenheiro Manuel Soares. Destaco o ambiente de trabalho positivo e de interajuda na empresa, que impulsionou a minha compreensão do processo produtivo.

Agradeço ao Professor Clito Afonso toda a disponibilidade e conhecimento científico a mim prestado e quero dizer que este trabalho constituiu uma consolidação do saber académico adquirido nos últimos 5 anos.

Agradeço a todos os amigos que me acompanharam ao longo deste semestre, não só em momentos de descontração, mas também em trocas de ideias relativas às teses de cada um.

Agradeço aos meus pais, ao meu irmão e à minha namorada todo o apoio que me proporcionaram.

Agradeço a bolsa de estágio que tive o privilégio de receber da parte da Continental Mabor.

Muito obrigado.

Índice de Conteúdos

1	Introdução.....	1
1.1	A empresa Continental Mabor.....	1
1.2	O processo.....	2
1.3	Objetivos do projeto	4
1.4	Organização e temas abordados na presente dissertação.....	5
2	Tecnologia de Vácuo.....	7
2.1	O que é o vácuo	7
2.2	Aplicações da tecnologia de vácuo	8
2.3	Conceitos e fundamentos sobre o vácuo	8
2.3.1	Estado gasoso	8
2.3.2	Pressão.....	9
2.3.3	Equação dos gases perfeitos.....	10
2.3.4	Densidade molecular.....	10
2.3.5	Velocidade molecular térmica.....	10
2.3.6	Livre percurso médio	11
2.3.7	Velocidade de bombeamento	11
2.3.8	Condutância	12
2.3.9	Sistemas de vácuo.....	14
2.4	Regimes de escoamento.....	14
2.4.1	Número de Reynolds e de Knudsen.....	14
2.4.2	Fluxo molecular	16
2.4.3	Fluxo de Knudsen.....	16
2.4.4	Fluxo viscoso laminar	16
2.4.5	Fluxo turbulento.....	17
2.5	Efeitos perturbadores colaterais.....	17
2.6	Tipos de bombas.....	17
2.6.1	Bombas rotativas.....	19
2.6.2	Ejetores de vapor.....	21
2.6.3	Bombas de absorção	22
2.7	Medidores de pressão	23
2.8	Materiais	24
2.8.1	Capacidade de degaseificação.....	24
2.8.2	Permeabilidade aos gases e vapores.....	24
2.8.3	Tensão de vapor	24
2.8.4	Resistência à corrosão.....	24
2.8.5	Resistência mecânica	25
3	Princípios de Projeto de Conduitas e Acessórios.....	27
3.1	Tubagens.....	27
3.1.1	Normas de tubagens	27

3.1.2	Espessuras	27
3.2	Válvulas	28
3.3	Dimensionamento de tubagens	29
3.3.1	Perda de carga em linha	29
3.3.2	Perda de carga localizada	30
4	Instalação Atual	33
4.1	Localização da central de produção de vácuo	33
4.2	Funcionamento da central de produção de vácuo	35
4.3	Componentes	37
4.3.1	Bombas de vácuo	37
4.3.2	Bombas de condensado	40
4.3.3	Reservatório	43
4.3.4	Válvulas	44
4.3.5	Tubagens	47
4.3.6	Arrefecimento	48
4.3.7	Filtros	48
4.3.8	Instrumentos de medição	49
4.3.9	PLC	50
4.3.10	Tanque aberto	52
4.4	Problemas da instalação	52
4.4.1	Alertas do PLC	52
4.4.2	Problemas	53
5	Estimativa de Parâmetros	55
5.1	Estimativa das cavidades a usar vácuo em simultâneo	55
5.2	Estimativa do caudal de condensado	60
5.2.1	Contagem dos impulsos das bombas de condensado	60
5.2.2	Estimativa teórica com base na termodinâmica	60
5.3	Estimativa do caudal de ar a evacuar	62
5.4	Estimativa do ar comprimido	63
5.5	Estimativa da perda de carga da instalação atual	64
5.5.1	Hipóteses consideradas	64
5.5.2	Resultados	68
5.5.3	Discussão dos resultados	69
6	Alterações Propostas à Instalação Atual	73
6.1	Regimes de escoamento	73
6.2	Central de produção de vácuo	73
6.3	Componentes	75
6.3.1	Bombas de vácuo	75
6.3.2	Bombas de condensado	75
6.3.3	Reservatório	75
6.3.4	Válvulas	75
6.3.5	Tubagens	76

6.3.6	Arrefecimento	76
6.3.7	Filtros	77
6.3.8	Instrumentos de medição	77
6.3.9	PLC	78
6.3.10	Tanque aberto	78
6.4	Controlo do nível de vácuo	78
6.4.1	Controlo atual	78
6.4.2	Introdução do variador de frequência	78
6.4.3	Estimativa da poupança de energia	79
6.4.4	Escolha da pressão de referência	83
6.4.5	Escolha da capacidade da bomba	84
6.5	Controlo do nível de água do reservatório	89
6.6	Controlo da performance das bombas	89
7	Aproveitamento da Energia Presente na Drenagem	93
7.1	Aplicação de turbina e permutadores de calor	93
7.1.1	Descrição da solução	93
7.1.2	Hipóteses consideradas	94
7.1.3	Estimativa da energia elétrica	96
7.1.4	Estimativa da energia térmica	98
7.1.5	Dificuldades de implementação da solução	101
7.2	Pré-aquecimento de moldes usando o condensado	101
7.2.1	Descrição da solução	101
7.2.2	Hipóteses consideradas	102
7.2.3	Estimativa da energia térmica	104
7.2.4	Estimativa da poupança de combustível	106
7.2.5	Estimativa das emissões de CO ₂	107
7.2.6	Dificuldades de implementação da solução	107
7.3	Reaproveitamento do vapor para a linha de baixa pressão	107
8	Expansão da Vulcanização	109
8.1	Redistribuição por 2 grupos	109
8.1.1	Hipóteses consideradas	109
8.1.2	Estimativa do caudal médio e máximo	112
8.1.3	Resultados	112
8.1.4	Discussão dos resultados	113
8.2	Redistribuição por 3 grupos	116
8.2.1	Hipóteses consideradas	116
8.2.2	Estimativa do caudal médio e máximo	119
8.2.3	Resultados	119
8.2.4	Discussão dos resultados	120
8.3	Estimativa do investimento	123
8.3.1	Redistribuição por 2 grupos	123
8.3.2	Redistribuição por 3 grupos	124

8.3.3	Análise do investimento	126
8.3.4	Priorização do investimento	126
9	Conclusões e Trabalhos Futuros.....	127
	Referências e Bibliografia.....	131
ANEXO A:	Instalação atual.....	135
ANEXO B:	Pré-aquecimento dos moldes	141
ANEXO C:	Redistribuição por 2 grupos	143
ANEXO D:	Redistribuição por 3 grupos	151

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Logotipo da Continental AG. [1]	1
Figura 1.2 – Vulcanização do pneu passo-a-passo.....	3
Figura 1.3 – Ciclo de cura.....	4
Figura 1.4 – Diagrama da organização da dissertação.....	5
Figura 2.1 – Livre percurso médio. (adaptado de [5]).....	11
Figura 2.2 – Reservatório com uma só saída. [4]	12
Figura 2.3 – Resistências em série. [4].....	13
Figura 2.4 – Resistências em paralelo. [4]	13
Figura 2.5 – Regimes em função do diâmetro da conduta e da pressão	15
Figura 2.6 – Linhas de corrente em cada regime de escoamento. (adaptado de [5])	15
Figura 2.7 – Classificação das bombas de vácuo. (adaptado de [4, 5])	18
Figura 2.8 – Gama de utilização de cada tipo de bomba. (adaptado de [4])	18
Figura 2.9 – Bomba de vácuo rotativa com vedação a óleo. [4].....	20
Figura 2.10 – Bomba de vácuo de anel líquido em funcionamento.....	20
Figura 2.11 – Funcionamento de um ejetor de vapor. [4]	22
Figura 2.12 – Exemplos de medidores de pressão. (adaptado de [6])	23
Figura 2.13 – Gamas de medição para os transdutores considerados.	23
Figura 3.1 – Diagrama de Moody. (adaptado de [10])	30
Figura 3.2 – Coeficiente K para redução de secção. [10].....	31
Figura 3.3 – Coeficiente K para aumento de secção. [10]	31
Figura 4.1 – Planta da secção de vulcanização.....	34
Figura 4.2 – Esquema da central de produção de vácuo da instalação.....	35
Figura 4.3 – Bombas de vácuo da empresa. [17-19]	37
Figura 4.4 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão	37
Figura 4.5 – Curva da potência elétrica requerida em função da	38
Figura 4.6 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão	38
Figura 4.7 – Curva da potência elétrica requerida em função da pressão.....	39
Figura 4.8 – Curva de caudal de selante requerido em função da pressão.....	39
Figura 4.9 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão	39
Figura 4.10 – Curva da potência elétrica requerida em função da	40

Figura 4.11 – Bombas de condensado da empresa. [20, 21]	40
Figura 4.12 – Vista de corte da bomba SPIRAX SARCO MFP 14	41
Figura 4.13 – Variação do caudal e da altura manométrica em função	42
Figura 4.14 – Vista de corte da bomba GRUNDFOS NB (adaptado de [21])	42
Figura 4.15 – Curva característica de GRUNDFOS NB 40-125/142.....	43
Figura 4.16 – Válvula de esfera MECAFRANCE RA SERIES. [22]	44
Figura 4.17 – Válvula de esfera em corte (adaptado de [14])	44
Figura 4.18 – Atuador pneumático AMG SAD 15. [23]	45
Figura 4.19 – Válvula de pistão AIRTEC ROCKY VALVE TPC 2215. [24]	45
Figura 4.20 – Válvula de borboleta TTV WAFER. [25]	46
Figura 4.21 – Válvula de borboleta TTV WAFER. (adaptado de [25]).....	46
Figura 4.22 – Esquema das tubagens das prensas de abertura simultânea	47
Figura 4.23 – Filtro SPX AIRPEL SERIES OV. [27]	49
Figura 4.24 – Funcionamento do filtro. [27]	49
Figura 4.25 - ENDRESS HAUSER PMC133. [28]	49
Figura 4.26 – Vista em corte de ENDRESS HAUSER PMC133. (adaptado de [28]) ...	50
Figura 4.27 – SIEMENS PLC S7400. [29]	50
Figura 4.28 – Interface do PLC.	51
Figura 5.1 – Identificação do período de utilização de vácuo.	56
Figura 5.2 – Amostra de 10 minutos do número de cavidades a usar vácuo.....	56
Figura 5.3 – Número de cavidades a usar vácuo no grupo 1.	58
Figura 5.4 – Número de cavidades a usar vácuo no grupo 2.	58
Figura 5.5 – Número de cavidades a usar vácuo na instalação total.....	59
Figura 5.6 – Prensas ativas e numeração dos troços.	65
Figura 5.7 – Pressão em cada canal.....	69
Figura 5.8 – Pressão em cada canal.....	71
Figura 6.1 – Esquema da central de produção de vácuo sugerida.	74
Figura 6.2 – Diagrama de blocos para o controlo da temperatura.	76
Figura 6.3 – Perda de carga introduzida pelo filtro SPX AIRPEL SERIES OV. [32] ..	77
Figura 6.4 – Diagrama de blocos para o controlo do nível de vácuo.....	79
Figura 6.5 – Curvas da velocidade de bombeamento em função da pressão	80
Figura 6.6 – Curvas de potência requerida em função da pressão.....	80

Figura 6.7 – Distribuição do caudal de ar aspirado no grupo 2.....	81
Figura 6.8 – Evolução da poupança para diversos valores médios de caudal.	83
Figura 6.9 – Evolução do consumo energético diário para diferentes valores médios.	87
Figura 6.10 – Evolução da energia diária poupada para diferentes valores médios.	88
Figura 6.11 – Evolução da energia diária poupada para diferentes valores médios.	88
Figura 6.12 – Diagrama de blocos para o controlo do nível do reservatório.....	89
Figura 6.13 – Evolução da eficiência da bomba com a pressão de operação.....	92
Figura 7.1 – Solução para aproveitamento do vapor restante após vulcanização.....	93
Figura 7.2 – Exemplo da evolução da pressão dentro do diafragma.....	95
Figura 7.3 – Evolução da pressão e da massa de condensado no diafragma.....	97
Figura 7.4 – Energia elétrica gerada.	97
Figura 7.5 – Entalpia e título na turbina.....	98
Figura 7.6 – Energia térmica aproveitada no permutador após a turbina.....	99
Figura 7.7 – Energia térmica aproveitada no permutador após o separador	100
Figura 7.8 – Esquema do pré-aquecimento do molde usando a drenagem.....	102
Figura 7.9 – Modelo de transferência de calor do molde.	102
Figura 7.10 – Poupança e aumento do tempo para diferentes $T_{mudança}$	105
Figura 7.11 – Ciclo de pré-aquecimento com o método atual e o proposto.	105
Figura 7.12 – Evolução das temperaturas do fluido auxiliar e do dreno.	106
Figura 8.1 – Redistribuição de prensas por 2 grupos com a expansão.....	110
Figura 8.2 – Pressão em cada canal.....	113
Figura 8.3 – Pressão em cada canal.....	115
Figura 8.4 – Redistribuição de prensas por 3 grupos com a expansão.....	117
Figura 8.5 – Pressão em cada canal.....	120
Figura 8.6 – Pressão em cada canal.....	122

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Classificação do nível de vácuo [5]	7
Tabela 2.2 – Variação de algumas grandezas físicas com a pressão [4].....	7
Tabela 2.3 – Livre percurso médio para vários gases a 0 °C [5]	11
Tabela 2.4 – Analogia de variáveis entre circuito de vácuo e elétrico [4]	12
Tabela 2.5 – Valores de transição entre regimes de fluxo a baixa pressão	15
Tabela 3.1 – Classificação das válvulas quanto à finalidade [14]	28
Tabela 3.2 – Rugosidades equivalentes típicas para diferentes materiais [10]	29
Tabela 3.3 – Coeficientes de perda de carga localizada de acessórios	32
Tabela 4.1 – Parâmetros de pressão característicos do funcionamento da instalação ...	36
Tabela 4.2 – Características geométricas para cada dimensão normalizada [26]	47
Tabela 4.3 – Composição química dos dois aços usados em tubagens [15, 16]	48
Tabela 4.4 – Alertas da instalação de vácuo por grupo e tipo.....	52
Tabela 5.1 – Tabela de frequências de número de cavidades abertas.....	57
Tabela 5.2 – Estatística descritiva aplicada aos dados obtidos	59
Tabela 5.3 – Caudal debitado pelas bombas de condensado	60
Tabela 5.4 – Propriedades termodinâmicas dos diferentes pontos de interesse [30]	61
Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas dos diferentes pontos de interesse [30]	62
Tabela 5.6 – Coeficiente de perda de carga de cada tipo de acessório.....	65
Tabela 5.7 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço.....	66
Tabela 5.8 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga	67
Tabela 5.9 – Características geométricas para cada dimensão normalizada [26]	67
Tabela 5.10 – Perda de carga até cada canal.....	68
Tabela 5.11 – Pressão em cada canal.....	68
Tabela 5.12 – Características geométricas para DN 125 [26].....	70
Tabela 5.13 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga	70
Tabela 5.14 – Perda de carga até cada canal com a alteração da tubagem.....	70
Tabela 5.15 – Pressão em cada canal.....	70
Tabela 6.1 – Pontos de interesse da bomba EDWARDS LR1A200	80
Tabela 6.2 – Dados para as combinações de ω da bomba EDWARDS LR1A200.....	81
Tabela 6.3 – Estimativa da poupança introduzindo o variador no grupo 2.....	82

Tabela 6.4 – Pontos de interesse da bomba EDWARDS LR1A300	85
Tabela 6.5 – Dados para as combinações de ω da bomba EDWARDS LR1A300	85
Tabela 6.6 – Pontos de interesse da bomba BUSCH LX 0180	85
Tabela 6.7 – Dados para as combinações de ω da bomba BUSCH LX 0180	85
Tabela 6.8 – Estimativa da poupança no caso da bomba EDWARDS LR1A300	86
Tabela 6.9 – Estimativa da poupança no caso da bomba BUSCH LX 0180	86
Tabela 6.10 – Cálculo da eficiência da bomba EDWARDS LR1A200	90
Tabela 6.11 – Cálculo da eficiência da bomba SIEMENS 2BV2	91
Tabela 6.12 – Cálculo da eficiência da bomba BUSCH LX 0180	91
Tabela 7.1 – Poupança e aumento do tempo para diferentes $T_{mudança}$	104
Tabela 8.1 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço.....	111
Tabela 8.2 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga.....	112
Tabela 8.3 – Perda de carga até cada canal	112
Tabela 8.4 – Pressão em cada canal	113
Tabela 8.5 – Alteração dos coeficientes de perda de carga localizada	114
Tabela 8.6 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga.....	114
Tabela 8.7 – Perda de carga até cada canal com a alteração das tubagens	115
Tabela 8.8 – Pressão em cada canal	115
Tabela 8.9 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço.....	118
Tabela 8.10 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga	119
Tabela 8.11 – Perda de carga até cada canal	119
Tabela 8.12 – Pressão em cada canal.....	120
Tabela 8.13 – Alteração dos coeficientes de perda de carga localizada	121
Tabela 8.14 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga	121
Tabela 8.15 – Perda de carga até cada canal com a alteração das tubagens	121
Tabela 8.16 – Pressão em cada canal.....	122
Tabela 8.17 – Investimento para redistribuição por 2 grupos	124
Tabela 8.18 – Investimento para redistribuição por 3 grupos	125
Tabela A-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1	135
Tabela A-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2	136
Tabela A-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3	137

Tabela A-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4	138
Tabela A-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*.....	139
Tabela A-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*.....	139
Tabela B-1 – Resultados para $T_{mudança}$ de 60 °C	141
Tabela C-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1	143
Tabela C-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2	144
Tabela C-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3	145
Tabela C-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4	146
Tabela C-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*.....	147
Tabela C-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*.....	148
Tabela D-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1	151
Tabela D-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2	152
Tabela D-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3	153
Tabela D-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4	154
Tabela D-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*	155
Tabela D-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*	155

Nomenclatura

Variáveis Latinas

A	Área	$[m^2]$
A_{ext}	Área exterior do molde	$[m^2]$
c	Velocidade média do escoamento	$[m \cdot s^{-1}]$
cp	Calor específico	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
cp_{aux}	Calor específico do fluido auxiliar	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
\bar{c}	Velocidade molecular térmica média	$[m \cdot s^{-1}]$
C	Condutância	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
C_{molde}	Calor específico do molde	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$C_{paralelo}$	Condutâncias em paralelo	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
C_{serie}	Condutâncias em série	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
d_m	Diâmetro das partículas	$[m]$
D	Diâmetro	$[m]$
$E_{elétrica}$	Energia elétrica produzida pelo gerador da turbina a vapor	$[J]$
f_d	Fator de fricção de Darcy	$[-]$
f_f	Fator de fricção de Fanning	$[-]$
F	Força	$[N]$
g	Aceleração gravítica	$[m \cdot s^{-2}]$
h	Entalpia	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{isentrópico}^i$	Entalpia real no passo de integração i	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=60kPa;T=40^{\circ}C}$	Entalpia da água a 40 °C à pressão de 60 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=60kPa;x=0\%}$	Entalpia da água no estado líquido saturado à pressão de 60 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=100kPa;T=17,5^{\circ}C}$	Entalpia da água no estado líquido à pressão de 100 kPa e à temperatura de 17,5 °C	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=400kPa;x=100\%}$	Entalpia da água no estado vapor saturado à pressão de 400 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=1300kPa;x=0\%}$	Entalpia da água no estado líquido saturado à pressão de 1300 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=1900kPa;x=100\%}$	Entalpia da água no estado vapor saturado à pressão de 1900 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{P=1900kPa;x=0\%}$	Entalpia da água no estado líquido saturado à pressão de 1900 kPa	$[J \cdot kg^{-1}]$
h_{real}^i	Entalpia real no passo de integração i	$[J \cdot kg^{-1}]$
h_{vapor}^i	Entalpia do vapor saturado no passo de integração i	$[J \cdot kg^{-1}]$
h_{linha}	Perda de carga em linha (altura manométrica)	$[m]$
h_{local}	Perda de carga localizada (altura manométrica)	$[m]$
I	Corrente elétrica	$[A]$
k	Constante de Boltzmann ($1,380 \times 10^{-23}$)	$[J \cdot K^{-1}]$

K	Coeficiente de perda de carga localizada	[-]
KA	Coeficiente de transferência de calor	[W · K ⁻¹]
Kn	Número de Knudsen	[-]
L	Comprimento	[m]
L_{eq}	Comprimento equivalente	[m]
m	Massa	[kg]
$m_{cond;d}$	Massa de condensado formado e retirado do diafragma	[kg]
$m_{cond;i}^i$	Massa de condensado formado no diafragma no passo de integração i	[kg]
$m_{cond;inicial}$	Massa de condensado inicial retirada do diafragma	[kg]
m_{molde}	Massa do molde	[kg]
m_{vapor}	Massa de vapor no diafragma	[kg]
$m_{vapor;pré-aquec}$	Massa de vapor usada no pré-aquecimento do molde	[kg]
m_{vapor}^i	Massa de vapor no diafragma no passo de integração i	[kg]
m_{vapor}^{i+1}	Massa de vapor no diafragma no passo de integração i+1	[kg]
$m_{vapor\ turb}$	Massa de vapor turbinado	[kg]
$m_{vapor\ turb}^i$	Massa de vapor turbinado no passo de integração i	[kg]
\dot{m}	Caudal mássico	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_{aux}	Caudal mássico de fluido auxiliar	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_{vapor}	Caudal mássico de vapor	[kg · s ⁻¹]
M	Massa molar	[kg · kmol ⁻¹]
n	Densidade molecular	[m ⁻³]
p	Pressão	[Pa]
p_{atm}	Pressão atmosférica (101325)	[Pa]
p_m	Pressão média	[Pa]
P	Potência	[W]
$P_{elétrica}$	Potência requerida ao veio	[W]
$P_{hidráulica}$	Potência transferida ao fluido	[W]
Q	Fluxo	[Pa · m ³ · s ⁻¹]
$Q_{molecular}$	Fluxo no regime molecular	[Pa · m ³ · s ⁻¹]
$Q_{pc;ar}$	Calor transferido no permutador de calor após o separador de ar e condensado	[J]
$Q_{pc;turb}$	Calor transferido no permutador de calor após a turbina	[J]
$Q_{pc;vapor}$	Calor transferido no permutador de calor após o separador de vapor e condensado	[J]
$Q_{pc;vapor;inicial}$	Calor transferido no permutador de calor após o separador de vapor e condensado proveniente	[J]

	do condensado inicial	
$Q_{viscoso}$	Fluxo no regime viscoso	$[\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{Q}_{aux}	Potência calorífica fornecida ao molde	$[\text{W}]$
\dot{Q}_{conv}	Potência calorífica trocada por convecção	$[\text{W}]$
\dot{Q}_{rad}	Potência calorífica trocada por radiação	$[\text{W}]$
R	Resistência elétrica	$[\Omega]$
\bar{R}	Constante universal dos gases perfeitos (8,3145)	$[\text{kJ} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
s	Entropia	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
s^{i+1}	Entropia no passo de integração i+1	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
s_{vapor}^i	Entropia do vapor saturado no passo de integração i	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
S	Velocidade de bombeamento	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
t	Tempo	$[\text{s}]$
$t_{pré-aquecimento}$	Tempo total de pré-aquecimento do molde	$[\text{s}]$
T	Temperatura	$[\text{K}]$
$T_{aux;f}$	Temperatura do fluido auxiliar à entrada do permutador de calor	$[\text{K}]$
$T_{aux;q}$	Temperatura do fluido auxiliar à saída do permutador de calor	$[\text{K}]$
$T_{dreno;f}$	Temperatura da drenagem à saída do permutador de calor	$[\text{K}]$
$T_{dreno;q}$	Temperatura da drenagem à entrada do permutador de calor	$[\text{K}]$
T_{ext}	Temperatura exterior	$[\text{K}]$
T_{molde}	Temperatura do molde	$[\text{K}]$
T_{molde}^i	Temperatura no molde no passo de integração i	$[\text{K}]$
T_{molde}^{i+1}	Temperatura no molde no passo de integração i+1	$[\text{K}]$
$T_{mudança}$	Temperatura de mudança do método de aquecimento	$[\text{K}]$
U	Potencial Elétrico	$[\text{V}]$
v	Volume específico	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
v^{i+1}	Volume específico no passo de integração i+1	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
V	Volume	$[\text{m}^3]$
$V_{comb;cald}$	Volume de combustível queimado na caldeira	$[\text{m}^3(\text{n})]$
$V_{comb;cog}$	Volume de combustível queimado na cogeração	$[\text{m}^3(\text{n})]$
$x_{diafragma}^i$	Título do vapor húmido presente no diafragma no passo de integração i	$[-]$
$x_{turbina}$	Título do vapor húmido após expansão na turbina	$[-]$
$W_{isentrópico}$	Trabalho do ciclo isentrópico	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
z	Cota	$[\text{m}]$
Z	Resistência ao escoamento	$[\text{s} \cdot \text{m}^{-3}]$

Z'	Fator de ponderação no fluxo de Knudsen	[-]
$Z_{paralelo}$	Resistências em paralelo	[s · m ⁻³]
$Z_{série}$	Resistências em série	[s · m ⁻³]

Variáveis Gregas

α_{conv}	Coeficiente de convecção	[W · m ² · K ⁻¹]
Δt	Passo de integração no tempo	[s]
ε	Rugosidade equivalente	[m]
ε/D	Rugosidade relativa	[m/m]
ε_{molde}	Eficiência da transferência de calor no molde	[-]
$\varepsilon_{permutador}$	Eficiência do permutador de calor	[-]
ε_{rad}	Emissividade do molde	[-]
$\eta_{bomba\ vácuo}$	Eficiência da bomba de vácuo	[-]
η_{cald}	Rendimento da caldeira	[-]
η_{cog}	Rendimento da cogeração	[-]
$\eta_{gerador}$	Rendimento elétrico do gerador da turbina	[-]
$\eta_{isentrópico}$	Rendimento isentrópico da turbina	[-]
λ	Livre percurso médio	[m]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa · s]
ρ	Massa volúmica	[kg · m ⁻³]
σ	Tensão admissível do material	[Pa]
σ_{rad}	Constante de Stefan-Boltzmann (5,67 × 10 ⁻⁸)	[W · m ² · K ⁻⁴]
ω	Velocidade de rotação do motor da bomba	[rpm]

Subscritos

1	Estado 1
2	Estado 2
3	Estado 3
4	Estado 4
5	Estado 5

Elementos Químicos

C	Carbono
Cr	Crómio
Cu	Cobre
Mn	Manganês
Mo	Molibdénio
N	Azoto
Ni	Níquel
P	Fósforo
S	Enxofre
Si	Silício

V Vanádio

Gases

<i>Air</i>	Ar
<i>Ar</i>	Árgon
<i>Cl₂</i>	Cloro
<i>CO</i>	Monóxido de carbono
<i>CO₂</i>	Dióxido de carbono
<i>H₂</i>	Hidrogénio
<i>HCl</i>	Ácido clorídrico
<i>He</i>	Hélio
<i>Hg</i>	Mercúrio
<i>Kr</i>	Cripton
<i>N₂</i>	Azoto
<i>Ne</i>	Néon
<i>NH₃</i>	Amoníaco
<i>Xe</i>	Xénon

Acrónimos e Siglas

<i>ASME</i>	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
<i>ASTM</i>	<i>American Society for Testing and Materials</i>
<i>DN</i>	<i>Diameter Nominal</i>
<i>EES</i>	<i>Engineering Equation Solver</i>
<i>NPS</i>	<i>Normal Pipe Size</i>
<i>NPSH</i>	<i>Net Positive Suction Head</i>
<i>PCI</i>	Poder Calorífico Inferior
<i>PLC</i>	<i>Programmable Logic Controller</i>
<i>Sch</i>	<i>Schedule</i>

Outras Designações

<i>bar(r)</i>	Pressão relativa
<i>m³(n)</i>	Volume nas condições normais de pressão e temperatura

1 Introdução

1.1 A empresa Continental Mabor

A Continental AG, designação abreviada de *Continental Automotive Group*, apresenta atualmente 269 localizações distribuídas por 46 países nos 5 continentes. Atualmente conta com cerca de 180 000 colaboradores e fatura anualmente cerca de 30 mil milhões de euros, dos quais 28% provêm da venda de pneus. Em 1871, foi fundada em Hannover (Alemanha) a marca Continental, que desde então tem vindo a expandir-se, quer pela aquisição de outras empresas, quer por novas localizações.

A Continental AG incide essencialmente a sua atividade produtiva nas seguintes áreas: pneus, sistemas de travagem, transmissão de potência, componentes de chassis, sistemas de segurança automóvel e eletrónica automóvel.

Em 2013, a marca optou por renovar a sua imagem, alterando o logotipo, representado na Figura 1.1, dando grande ênfase à ideia central da empresa: *The Future in Motion*.



Figura 1.1 – Logotipo da Continental AG. [1]

A Continental Mabor é uma das empresas pertencentes ao grupo desde 1989 e fica localizada em Lousado (Vila Nova de Famalicão). Atualmente apresenta cerca de 1700 colaboradores e dedica-se à produção de pneus. Diariamente, a empresa produz cerca de 55 000 pneus, dos quais 3000 apresentam tecnologia anti-furo (*ContiSeal*). Do que produz, 72% é vendido para o mercado de origem, estando associado a marcas de renome como GM/Opel, Renault, Fiat, Volkswagen, Ford, BMW e Mercedes. O restante é vendido para o mercado de substituição. A Continental Mabor exporta 98,5% da sua produção.

1.2 O processo

O ciclo de produção de um pneu divide-se em 5 fases: misturação, preparação, construção, vulcanização e inspeção final. [1] A misturação consiste na junção e homogeneização de diferentes ingredientes recorrendo a trabalho mecânico. A preparação diz respeito às transformações mecânicas a que esse composto está sujeito, usando extrusoras, calandras, entre outros equipamentos. A construção é o processo de montagem dos diversos componentes que vão dar origem ao pneu, como as paredes laterais e as diferentes camadas de piso. A vulcanização fornece ao pneu a forma final e as propriedades mecânicas que vão de encontro às necessidades em utilização. Por último, a inspeção final assegura a qualidade do pneu quanto à performance e à segurança.

O projeto consiste em otimizar a rede de produção e distribuição de vácuo usada na vulcanização de pneus, incidindo também no sistema de controlo do processo.

No processo de vulcanização, o pneu adquire maior durabilidade e melhores propriedades mecânicas através da adição de enxofre. Este processo de cura é alcançado sob pressão e a uma elevada temperatura, constituindo um procedimento com elevado consumo de energia. [2] A borracha não-vulcanizada é adesiva, deforma facilmente quando aquecida e é frágil a baixa temperatura, pelo que não pode ser utilizada para produtos que requerem boa resistência elástica. A cura da borracha não é mais que um processo químico pelo qual as moléculas poliméricas se ligam umas às outras através da formação de ligações cruzadas, originando moléculas maiores, o que restringe o movimento molecular. Como resultado, quando se aplica tensão à borracha vulcanizada esta deforma-se, porém após a libertação dessa tensão, a borracha retorna à sua posição inicial assumindo um comportamento elástico. [3]

Esta operação é realizada numa prensa hidráulica aquecida por vapor de água. É necessário garantir que a temperatura durante o tempo de cura, normalmente cerca de 10 a 15 minutos, siga um certo ciclo de vulcanização pré-definido. Os moldes são aquecidos, quer pelo interior, utilizando o diafragma, quer pelo exterior. Na Figura 1.2 estão representadas as várias etapas do processo de vulcanização de um pneu.

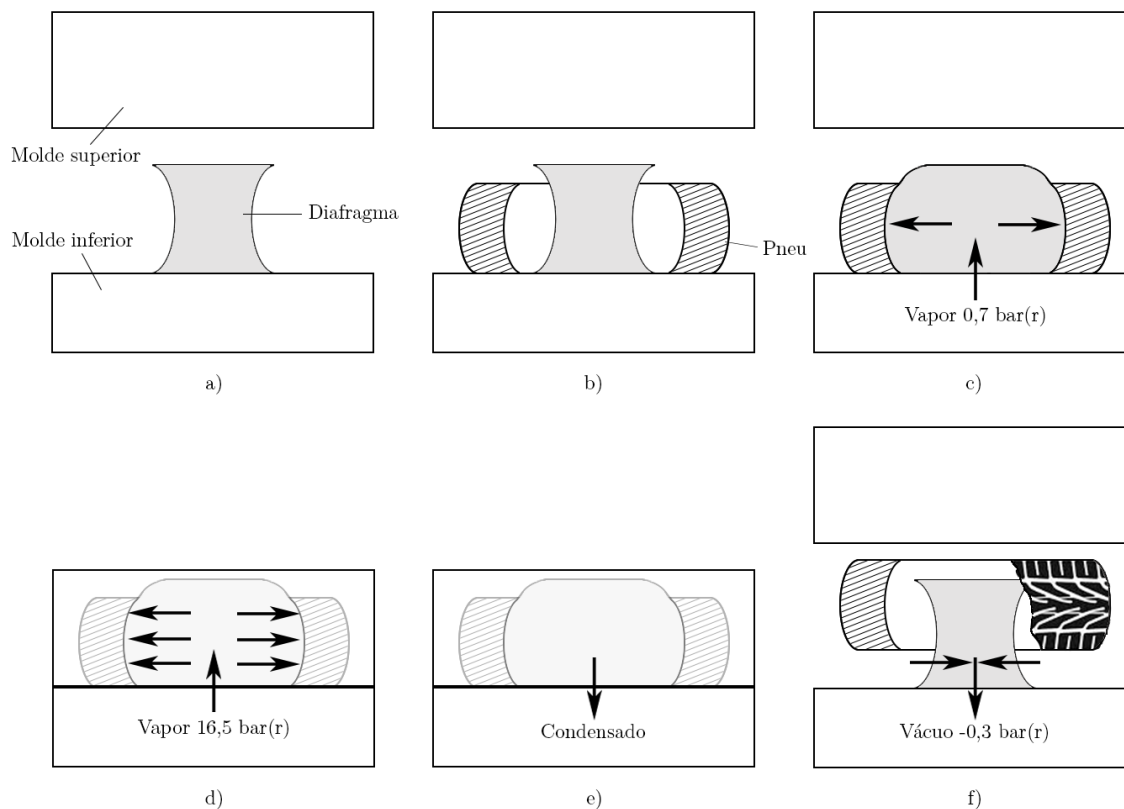


Figura 1.2 – Vulcanização do pneu passo-a-passo.

Uma vez atingida a temperatura ideal da prensa, esta está pronta a receber o pneu para o vulcanizar, como apresentado nas Figura 1.2a e Figura 1.2b, sendo que o diafragma se encontra sob vácuo para permitir a entrada do pneu. O pneu é colocado na prensa e ocorre a enformação do diafragma através da alimentação com vapor saturado a 0,7 bar(r), conforme na Figura 1.2c. Esta etapa é de extrema importância pois permite um correto posicionamento do pneu, condição necessária ao fecho da prensa. Após o fecho da prensa, o diafragma é alimentado com vapor saturado a 16,5 bar(r), como representado na Figura 1.2d. O diafragma transfere calor para o pneu e para a prensa, sendo por isso formado condensado ao longo do processo. A pressão dentro do diafragma é controlada por um transdutor de pressão, que define a abertura da válvula interna, cuja função é regular o caudal de vapor que entra para o diafragma. No final do tempo de cura é necessário efetuar a drenagem da água resultante da condensação do vapor, como exposto na Figura 1.2e. Uma vez feita a drenagem, o vapor húmido presente no diafragma é aspirado, como apresentado na Figura 1.2f, de forma a possibilitar a saída do pneu.

O vapor aspirado condensa devido ao arrefecimento e é encaminhado pelos ramais secundários e primários até a um reservatório. O reservatório funciona como um separador de ar/condensado, sendo o condensado enviado para a estação de tratamento de água.

A evolução do processo de vulcanização é caracterizada por um ciclo de cura, isto é, a evolução da pressão do vapor no interior do diafragma ao longo do tempo. Na Figura 1.3 está representado um ciclo de vulcanização genérico usado na empresa.

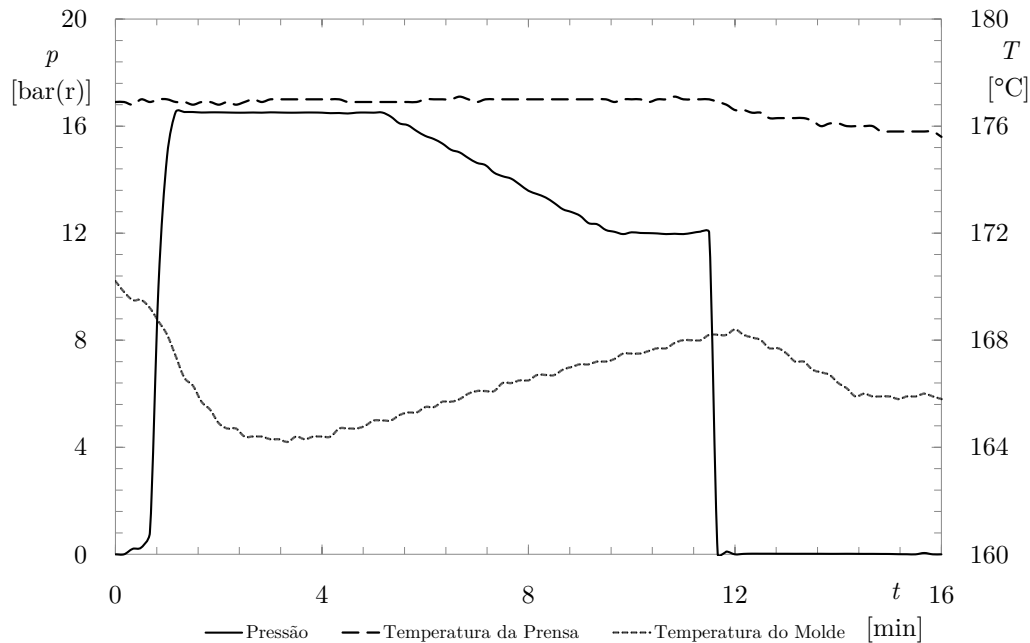


Figura 1.3 – Ciclo de cura.

Note-se que a temperatura da prensa ao longo da vulcanização se mantém praticamente constante e igual a 176 °C, o que também se comprova pela reduzida oscilação do valor de abertura da válvula que comanda a entrada de vapor para aquecimento da prensa. A temperatura do molde varia um pouco em torno de 167 °C e a abertura da válvula que comanda a entrada de vapor para o interior do diafragma varia bastante, consoante se encontra na fase de enchimento ou compensação de perda de pressão (regime permanente).

1.3 Objetivos do projeto

Os principais objetivos do projeto são:

- Compreender a tecnologia de vácuo;
- Compreender o funcionamento da instalação;
- Detetar os problemas da instalação;
- Calcular a perda de carga da instalação;
- Sugerir alterações do modelo da instalação, dos seus constituintes e do controlo do mesmo;
- Minimizar a energia consumida para acionamento do sistema de vácuo.

Ao longo do projeto surgiram áreas de trabalho que não estavam inicialmente programadas, como:

- Sugerir modos de aproveitamento da energia da drenagem;
- Calcular a perda de carga na situação de expansão da vulcanização;
- Avaliar o investimento financeiro para a redistribuição por 2 ou 3 grupos.

1.4 Organização e temas abordados na presente dissertação

O projeto da rede de produção e distribuição de vácuo usado na vulcanização de pneus divide-se em três fases: conhecimento da tecnologia, conhecimento da instalação e solução proposta.

Numa primeira abordagem, o conhecimento da tecnologia de vácuo aplicada à vulcanização do pneu permitiu constituir a base necessária ao desenvolvimento do projeto. A revisão bibliográfica necessária num projeto desta natureza foi efetuada com auxílio de livros no âmbito do vácuo e da mecânica dos fluidos.

A observação da rede de produção e distribuição de vácuo operacional da empresa foi um instrumento fulcral para o conhecimento do funcionamento da instalação e conseqüentemente, para a deteção das incorreções presentes. Para além da observação, a interação com os colaboradores da empresa foi também uma ferramenta importante.

A intersecção destes dois conhecimentos permitiu encontrar soluções para os problemas da instalação.

Na Figura 1.4 está representado um diagrama da organização da dissertação.

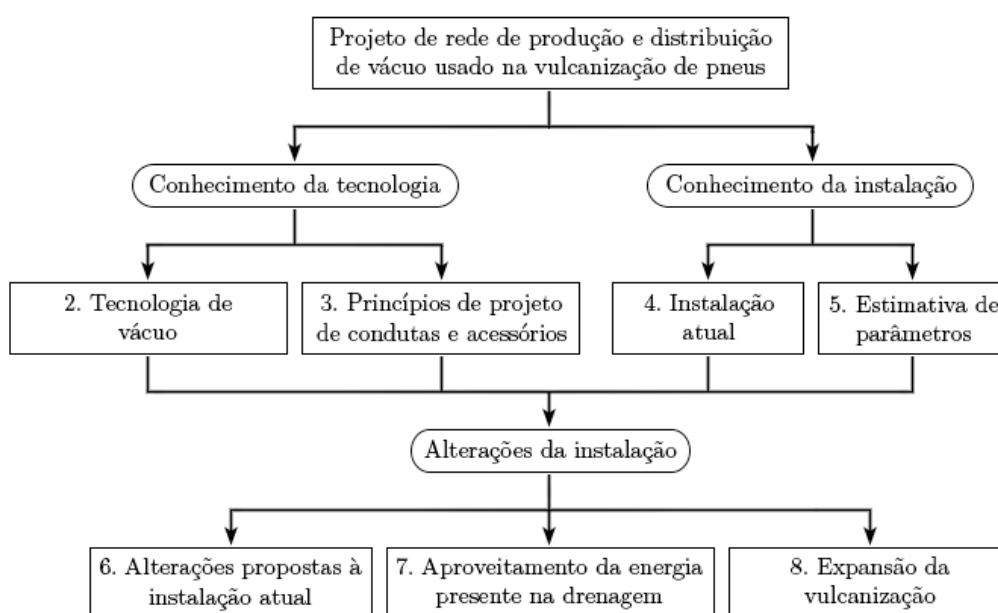


Figura 1.4 – Diagrama da organização da dissertação.

O capítulo 2 descreve a tecnologia de vácuo, incidindo em alguns conceitos importantes no projeto deste tipo de instalações.

O capítulo 3 diz respeito a uma revisão bibliográfica de conceitos de mecânica de fluidos, relevantes para o dimensionamento dos constituintes desta rede.

No capítulo 4 é descrita a instalação de vácuo da empresa, o seu funcionamento, a sua constituição e os seus principais problemas.

No capítulo 5 são apresentadas estimativas de parâmetros úteis ao dimensionamento do sistema, tais como o número de cavidades a usar vácuo em simultâneo, o caudal de ar e condensado a evacuar, entre outros.

O capítulo 6 consiste na exposição das alterações sugeridas à instalação, nomeadamente nos componentes constituintes, no controlo do nível de vácuo com auxílio do variador de frequência, no controlo da performance das bombas de vácuo, entre outras.

No capítulo 7 é descrita a possibilidade de aproveitamento da energia presente na drenagem de diversos modos, como aplicação de turbinas para geração de eletricidade, reaproveitamento do vapor em linhas de baixa pressão e utilização do condensado para pré-aquecimento de moldes.

O capítulo 8 aborda a possibilidade de expansão da vulcanização, contemplando avaliação da perda de carga e do investimento financeiro de duas soluções: redistribuição por 2 ou por 3 grupos.

2 Tecnologia de Vácuo

2.1 O que é o vácuo

Um determinado volume diz-se em vácuo quando a densidade de partículas nele existente é inferior à que se encontra na atmosfera à pressão e temperatura normais. Para medir o grau de vácuo usa-se a pressão em Pa ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$) ou noutras unidades alternativas como o bar ou o Torr. [4] À medida que a pressão diminui, o vácuo atingido é classificado de baixo, médio, alto e ultra-alto [5], como indicado na Tabela 2.1. A pressão influencia algumas grandezas físicas de interesse em vácuo, conforme exposto na Tabela 2.2.

Tabela 2.1 – Classificação do nível de vácuo [5]

Designação do vácuo	Pressão [mbar]
Baixo	$10^3 - 10^0$
Médio	$10^0 - 10^{-3}$
Alto	$10^{-3} - 10^{-7}$
Ultra-alto	$10^{-7} - 10^{-12}$

Tabela 2.2 – Variação de algumas grandezas físicas com a pressão [4]

Pressão [mbar]	Livre percurso médio (ar à temperatura ambiente) [m]	N.º de Moléculas por cm^3	N.º de colisões por segundo com 1 cm^2 de parede	Altitude em relação à Terra com condições equivalentes [km]
10^3	7×10^{-6}	2×10^{19}	3×10^{23}	Nível do mar
10^0	7×10^{-3}	2×10^{16}	3×10^{20}	45
10^{-3}	7	2×10^{13}	3×10^{17}	90
10^{-6}	7×10^3	2×10^{10}	3×10^{14}	160
10^{-9}	7×10^6	2×10^7	3×10^{11}	450
10^{-12}	7×10^9	2×10^4	3×10^8	1000

2.2 Aplicações da tecnologia de vácuo

O vácuo tem muitas aplicações tanto na indústria como na investigação. [4]

O baixo vácuo é utilizado na desgaseificação de óleos, na amostragem de gases com relativa pureza, na filtragem em vácuo, na destilação em vácuo, na desidratação de alimentos, nas lâmpadas de luz elétrica e de luz fluorescente, no transporte de líquidos (leite por exemplo) ou até de pequenos objetos em sistemas internos de comunicação em grandes empresas. Noutras aplicações, como por exemplo no caso das garrafas “termus”, faz-se uso da baixa condutibilidade térmica em gases muito rarefeitos (vácuo). Aplica-se também na esterilização, quando se pretende evitar oxidações e contaminações por bactérias ou outros organismos aeróbios, como no caso da embalagem de alimentos e de experiências biológicas.

O alto vácuo é usado na indústria, em metalurgia, em fornos para fusão, têmpera de aços, tratamento térmico de ligas de níquel, titânio e zircónio e em soldaduras; na fusão de resinas sintéticas e impregnação de componentes eletrónicos, cabos e transformadores com materiais isoladores; na deposição de camadas metálicas finas para uso em ótica, eletrónica ou até para fins decorativos; em microscópios eletrónicos, osciloscópios, aparelhos de TV, aparelhos de Raios X e em simuladores espaciais. São também utilizados correntemente em experiências de Física e Química sempre que se pretende estudar um fenómeno tão isolado quanto possível, quer para que não haja interferência das moléculas diferentes das que se pretendem estudar, quer para que esse fenómeno particular não seja mascarado por outros, devidos à densidade de moléculas presentes. São exemplos deste último caso, os equipamentos usados em espectrometria de massa, feixes moleculares e aceleradores de partículas.

O ultra-alto vácuo é usado, em determinadas zonas de conjuntos experimentais, em casos especiais de simulação de condições do espaço interplanetário, no fabrico de produtos de grande pureza e em soldaduras especiais.

2.3 Conceitos e fundamentos sobre o vácuo

2.3.1 Estado gasoso

Os diferentes estados de agregação da matéria correspondem ao maior ou menor grau de liberdade das partículas [4].

No estado sólido as partículas encontram-se muito mais próximas umas das outras e as forças de ligação são de tal modo intensas que elas pouco se afastam da posição de equilíbrio. As oscilações em torno da posição de equilíbrio estão relacionadas

com a temperatura do sólido e serão tanto maiores quanto mais alta for essa temperatura.

O aumento da temperatura não é mais que o fornecimento de energia às partículas, podendo estas afastar-se completamente das posições fixas, destruindo-se então a estrutura sólida. Se, porém, se mantiverem forças de coesão entre elas, diz-se que a substância se encontra no estado líquido.

Elevando ainda mais a temperatura, as partículas podem adquirir energia cinética suficiente para abandonar a superfície do líquido, passando assim ao estado gasoso. As substâncias que à temperatura e pressão normais estão no estado gasoso denominam-se gases.

Nas substâncias no estado sólido e líquido existem sempre alguns átomos ou moléculas com energia suficiente para se libertarem para o estado gasoso. Por outro lado, no seu movimento desordenado no estado gasoso algumas destas partículas voltarão a chocar com massa sólida ou líquida sendo recapturadas. Os átomos ou moléculas no estado gasoso constituem o vapor da substância. Aumentando a temperatura, o número de partículas no estado gasoso aumenta também. Portanto, a todas as substâncias corresponde uma tensão de vapor que é tanto maior quanto mais alta for a temperatura.

No estado gasoso, as forças entre as partículas são mais fracas e tornam-se mais importantes as interações por meio de colisões. O número de colisões depende do número médio de partículas presentes por unidade de volume, isto é, da densidade numérica e da energia das partículas.

2.3.2 Pressão

Qualquer gás fechado num volume encontra-se sempre uniformemente distribuído. As partículas de gás estão em constante movimento a alta velocidade dentro do volume, embatendo nas paredes do reservatório, exercendo uma força F numa superfície de área A . A pressão p exercida na parede define-se como descrito na equação (2.1).

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

Se o gás é uma mistura de gases, cada um deles exerce uma pressão, denominada pressão parcial, que corresponde à sua concentração. A soma das pressões parciais é igual à pressão total da mistura. [5]

2.3.3 Equação dos gases perfeitos

A equação dos gases perfeitos descreve o estado do gás como uma função da sua temperatura, pressão e volume ocupado, como exposto na equação (2.2) [5]

$$p \cdot V = m \cdot \frac{\bar{R}}{M} \cdot T \quad (2.2)$$

Desta equação resultam outras equações, como lei de Boyle, de Amontons, de Charles, de Dalton e de Avogadro. [6]

A lei de Boyle diz que quando a temperatura do gás é constante, a pressão é inversamente proporcional ao volume ocupado pelo gás, como exibido na equação (2.3).

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (2.3)$$

A lei de Amontons, descrita pela equação (2.4), diz que quando o gás está confinado a um determinado volume, a pressão é proporcional à temperatura do gás.

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \quad (2.4)$$

A lei de Charles diz que os gases expandem e comprimem à mesma proporção sob alterações de temperatura em que não ocorra variação da pressão, como exposto na equação (2.5).

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (2.5)$$

A lei de Dalton diz que a pressão total de uma mistura de gases é igual à soma das forças por unidade de área de cada um dos gases considerados.

A lei de Avogadro, descrita na equação (2.6), diz que a pressão é proporcional ao número de moléculas para dadas condições de temperatura e volume.

$$\frac{p_1}{n_1} = \frac{p_2}{n_2} \quad (2.6)$$

2.3.4 Densidade molecular

Como se vê na equação (2.7), a pressão é proporcional à densidade molecular, pelo que nunca existe completo vazio, mesmo em ultra-alto vácuo. [5]

$$p = n \cdot k \cdot T \quad (2.7)$$

2.3.5 Velocidade molecular térmica

As moléculas de gás num reservatório movem-se continuamente em diferentes direções com diferentes velocidades entre si. A sua distribuição de velocidade corresponde a uma distribuição em sino, cujo pico corresponde ao valor mais provável. A velocidade molecular térmica média é determinada pela equação (2.8). [5]

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{8 \cdot \bar{R} \cdot T}{\pi \cdot M}} \quad (2.8)$$

2.3.6 Livre percurso médio

Exceto a pressões muito baixas, uma molécula de um gás choca muitas vezes com outras moléculas ao deslocar-se no seu movimento permanente. A distância média percorrida por uma molécula entre duas colisões sucessivas, representada esquematicamente na Figura 2.1, chama-se livre percurso médio. [4]

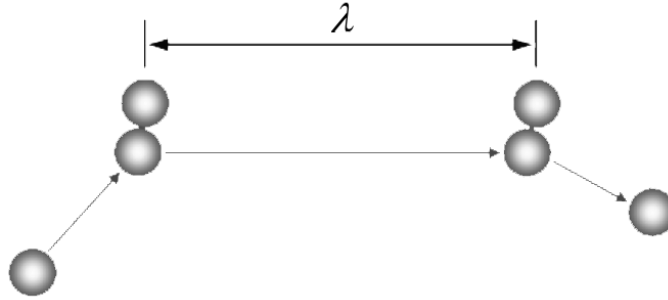


Figura 2.1 – Livre percurso médio. (adaptado de [5])

O livre percurso médio depende do diâmetro das partículas e da temperatura de acordo com a equação (2.9). [5]

$$\lambda \cdot p = \frac{k \cdot T}{\pi \cdot \sqrt{2} \cdot d_m^2} \quad (2.9)$$

Na Tabela 2.3 são apresentados valores de livre percurso médio multiplicado pela pressão para vários gases a 0 °C.

Tabela 2.3 – Livre percurso médio para vários gases a 0 °C [5]

Gás	$\lambda \cdot p$ [m · Pa]	Gás	$\lambda \cdot p$ [m · Pa]	Gás	$\lambda \cdot p$ [m · Pa]
<i>Air</i>	$6,65 \times 10^{-3}$	<i>H₂</i>	$11,5 \times 10^{-3}$	<i>N₂</i>	$5,9 \times 10^{-3}$
<i>Ar</i>	$6,4 \times 10^{-3}$	<i>HCl</i>	$4,4 \times 10^{-3}$	<i>Ne</i>	$12,7 \times 10^{-3}$
<i>Cl₂</i>	$2,8 \times 10^{-3}$	<i>He</i>	$17,5 \times 10^{-3}$	<i>NH₃</i>	$4,3 \times 10^{-3}$
<i>CO</i>	$6,0 \times 10^{-3}$	<i>Hg</i>	$3,1 \times 10^{-3}$	<i>Xe</i>	$3,6 \times 10^{-3}$
<i>CO₂</i>	$4,0 \times 10^{-3}$	<i>Kr</i>	$4,9 \times 10^{-3}$		

2.3.7 Velocidade de bombeamento

Considere-se um reservatório com uma única abertura por onde se faz o bombeamento do gás que se encontra à pressão p , como o representado na Figura 2.2.

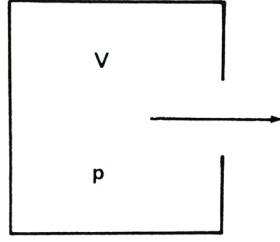


Figura 2.2 – Reservatório com uma só saída. [4]

Define-se velocidade de bombeamento como o volume de gás retirado por segundo, $S = dV / dt$, vulgarmente designado caudal. A quantidade de gás bombeada por unidade de tempo, ou seja o fluxo Q , é proporcional à pressão de gás na câmara e é dado por $Q = S \cdot p$, supondo-se temperatura constante. A velocidade de bombeamento é mensurada em $\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$ e o fluxo é medido em $\text{mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1}$. [4]

2.3.8 Condutância

Num sistema de vácuo, entre a câmara a bombear e as bombas de vácuo, encontram-se válvulas, tubos de ligação e outros componentes que dificultam a passagem do gás, diminuindo a velocidade de bombeamento do sistema. [4]

Considere-se uma bomba, ligada ao reservatório a bombear por um tubo. O tubo representa uma resistência Z ao deslocamento do gás, estabelecendo-se uma diferença de pressão entre o reservatório e a entrada da bomba. A condutância C , igual ao inverso da resistência ($C = 1/Z$), é a quantidade de gás que passa pelo tubo por unidade de tempo e por unidade de diferença de pressão, como descrito pela equação (2.10).

$$Q = C \cdot (p_1 - p_2) \quad (2.10)$$

Pode-se estabelecer a analogia entre as variáveis presentes num circuito de vácuo e um circuito elétrico, como apresentado na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Analogia de variáveis entre circuito de vácuo e elétrico [4]

Vácuo	Eletricidade
p – Pressão [Pa]	U – Potencial elétrico [V]
Q – Fluxo [$\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	I – Corrente elétrica [A]
Z – Resistência [$\text{s} \cdot \text{m}^3$]	R – Resistência elétrica [Ω]
$p = Z \cdot Q = Q/C$	$U = R \cdot I$ (Lei de Ohm)

De forma análoga aos circuitos elétricos, no cálculo da resistência equivalente as resistências impostas por vários tubos em série, Figura 2.3, somam-se, como descrito na equação (2.11).

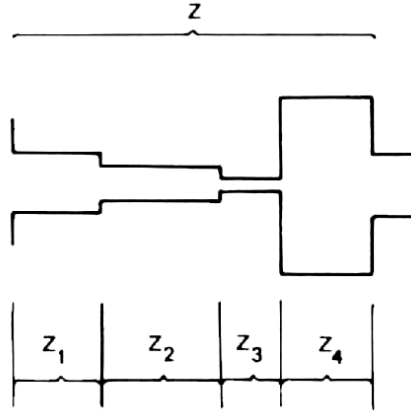


Figura 2.3 – Resistências em série. [4]

$$Z_{série} = \sum_i Z_i \quad (2.11)$$

Usando-se condutâncias resulta na equação (2.12).

$$\frac{1}{C_{série}} = \sum_i \frac{1}{C_i} \quad (2.12)$$

No caso de um conjunto de tubos em paralelo, como representado na Figura 2.4, a resistência equivalente vem dada pela equação (2.13).

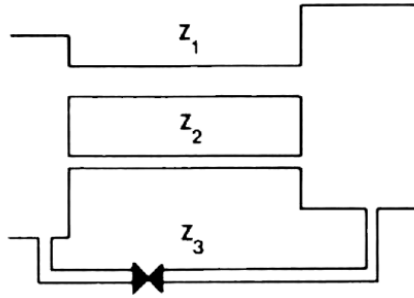


Figura 2.4 – Resistências em paralelo. [4]

$$\frac{1}{Z_{paralelo}} = \sum_i \frac{1}{Z_i} \quad (2.13)$$

Usando condutâncias resulta que o paralelo de resistências é equivalente ao somatório das condutâncias, como descrito na equação (2.14).

$$C_{paralelo} = \sum_i C_i \quad (2.14)$$

2.3.9 Sistemas de vácuo

Os sistemas de vácuo são essencialmente de dois tipos: sistema estático ou sistema dinâmico. Um sistema estático é um sistema que é bombeado e em seguida fechado, de modo a manter o vácuo e portanto não deve ter fugas nem desgaseificação. Um sistema dinâmico é um sistema que é bombeado continuamente de modo a manter uma determinada pressão e são aqueles que se encontram na maioria das aplicações industriais. Este último pode-se dividir em aberto ou fechado, conforme se trate de um sistema com escape de gases ou um sistema em que as moléculas dos gases residuais podem ser em parte fixadas por adsorção ou por bombeamento iónico. [4]

2.4 Regimes de escoamento

A condutância de um tubo depende das suas dimensões e também do tipo de fluxo que se estabelece. O tipo de fluxo ou regime varia com a pressão e com a velocidade de bombeamento. [4]

2.4.1 Número de Reynolds e de Knudsen

A elevadas pressões, o escoamento é caracterizado pelo número adimensional de Reynolds, descrito pela equação (2.15), distinguindo entre fluxo laminar e fluxo turbulento. [7]

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot D}{\mu} \quad (2.15)$$

O valor de transição do regime de escoamento é para $Re = 2300$. Para valores de Re inferiores a este valor, o fluxo é laminar, enquanto que para valores superiores é turbulento. [8, 9]

A baixa pressão, o escoamento é caracterizado pelo livre percurso médio das moléculas do gás em relação a um comprimento característico do componente, que no caso de um tubo cilíndrico é o diâmetro. Esta relação é traduzida pelo número adimensional de Knudsen, descrito pela equação (2.16). [7]

$$Kn = \frac{\lambda}{D} \quad (2.16)$$

Na Tabela 2.5 são apresentados diferentes valores de transição entre regimes de fluxo a baixa pressão, segundo diferentes fontes.

Tabela 2.5 – Valores de transição entre regimes de fluxo a baixa pressão

Referência	[7]	[4]	[5]
Fluxo Molecular	$Kn > 3$	$Kn > 1$	$Kn > 0,5$
Fluxo Intermédio ou de Knudsen	$0,01 > Kn > 3$	$0,01 > Kn > 1$	$0,01 > Kn > 0,5$
Fluxo Viscoso	$Kn < 0,01$	$Kn < 0,01$	$Kn < 0,01$

Na Figura 2.5 estão representados os regimes em função do diâmetro da conduta e da pressão de operação.

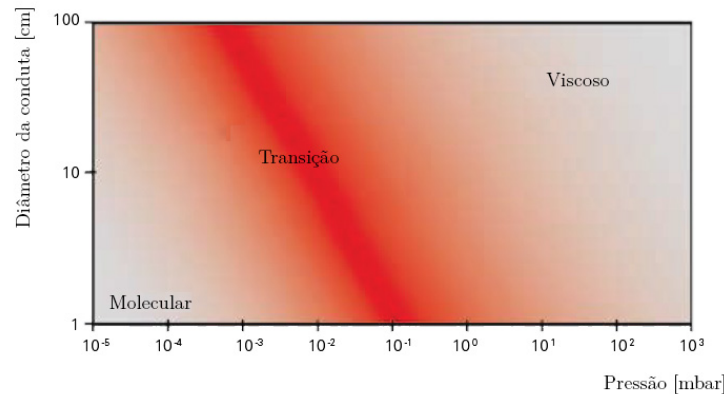


Figura 2.5 – Regimes em função do diâmetro da conduta e da pressão.
(adaptado de [5])

Na Figura 2.6 estão representadas as diferenças entre os escoamentos nos diferentes regimes de fluxo, sendo evidente que à medida que o número de Knudsen aumenta, o número de colisões do escoamento com as paredes do tubo também aumenta.

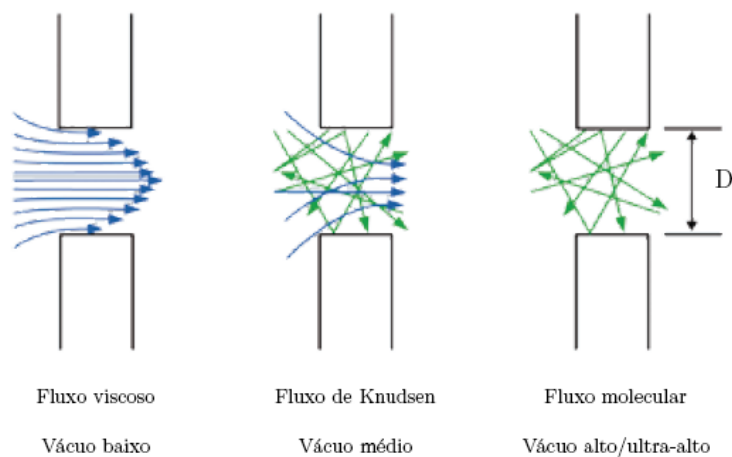


Figura 2.6 – Linhas de corrente em cada regime de escoamento. (adaptado de [5])

O fluxo molecular ocorre a baixa pressão quando o livre percurso médio das moléculas excede o diâmetro do tubo. [4] Neste regime, as moléculas passam pelo tubo sem chocarem umas com as outras e as colisões são somente com as paredes do tubo.

O fluxo intermédio ou de Knudsen, que corresponde à transição entre o fluxo viscoso e fluxo molecular, difere do fluxo viscoso na medida em que a velocidade do gás junto à parede do tubo não pode ser considerada nula.

No fluxo viscoso laminar, o gás desloca-se em camadas finas sobrepostas umas às outras, sendo maior a velocidade das camadas na parte central do tubo e praticamente nula junto às paredes.

O fluxo turbulento ocorre quando a pressão e a velocidade dos gases são muito elevadas. O fluxo tem remoinhos e a velocidade varia irregularmente no tempo e no espaço.

2.4.2 Fluxo molecular

A região do fluxo molecular está teoricamente bem estudada, mais até que os outros regimes de fluxo. O seu tratamento tem de ter em conta que nesta região não se pode definir a viscosidade, por isso não se pode recorrer ao número de Reynolds. [6]

A condutância para um tubo cilíndrico longo em fluxo molecular é descrito pela equação (2.17). [4, 6]

$$C = \frac{\pi}{12} \cdot \bar{c} \cdot \frac{D^3}{L} \quad (2.17)$$

2.4.3 Fluxo de Knudsen

O estudo deste regime de escoamento é simplificado assumindo-se a equação (2.18), em que o fator de ponderação Z' é obtido pela equação (2.19). [6]

$$Q = Q_{viscoso} + Z' \cdot Q_{molecular} \quad (2.18)$$

$$Z' = \frac{1 + 2,507 \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot \lambda} \right)}{1 + 3,095 \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot \lambda} \right)} \quad (2.19)$$

2.4.4 Fluxo viscoso laminar

Em regime laminar, o fluxo de um gás através de um tubo cilíndrico comprido é dado pela fórmula de Hagen-Poiseuille, descrita pela equação (2.20). [6, 8, 10]

$$Q = \frac{\pi \cdot D^4}{128 \cdot \mu \cdot L} \cdot p_m \cdot (p_1 - p_2) \quad (2.20)$$

Onde:

$$p_m = p_m = \frac{p_1 + p_2}{2} \text{ [Pa]}$$

2.4.5 Fluxo turbulento

A condutância para um tubo cilíndrico longo em regime turbulento é dado pela equação de Fanning, descrita pela equação (2.21). [7]

$$C = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{p_1 + p_2}{p_1 - p_2} \cdot \frac{D^5 \cdot \bar{R} \cdot T}{f_f \cdot M \cdot L}} \quad (2.21)$$

O fator de fricção de Fanning e de Darcy vão ser abordados em mais pormenor no capítulo 3.3.1.

2.5 Efeitos perturbadores colaterais

A tecnologia de vácuo está diretamente relacionada com algumas dificuldades que importa definir com clareza: absorção, adsorção, degaseificação e fuga. [4]

A absorção é a retenção de gases ou vapores dentro de um material (sólido, líquido ou gasoso), enquanto que a adsorção é a retenção de gases ou vapores na superfície de um sólido ou líquido.

A degaseificação resume-se à libertação dos gases e vapores resultantes de absorção, adsorção e contaminações, geralmente acelerada pelo aquecimento simultâneo das superfícies da câmara de vácuo.

Uma fuga é a entrada de gás ou vapor no sistema de vácuo, fortuita ou propositada.

2.6 Tipos de bombas

As bombas de vácuo podem ser classificadas, segundo o princípio de funcionamento, em bombas de transferência de gás ou bombas de fixação de gás. [4] As bombas de transferência de gás retiram os gases do sistema, expelindo-os para a atmosfera, enquanto que as de fixação retêm os gases dentro da própria bomba. As primeiras subdividem-se em bombas mecânicas e em bombas de vapor.

Na Figura 2.7 são apresentados alguns exemplos para cada tipo de bombas.

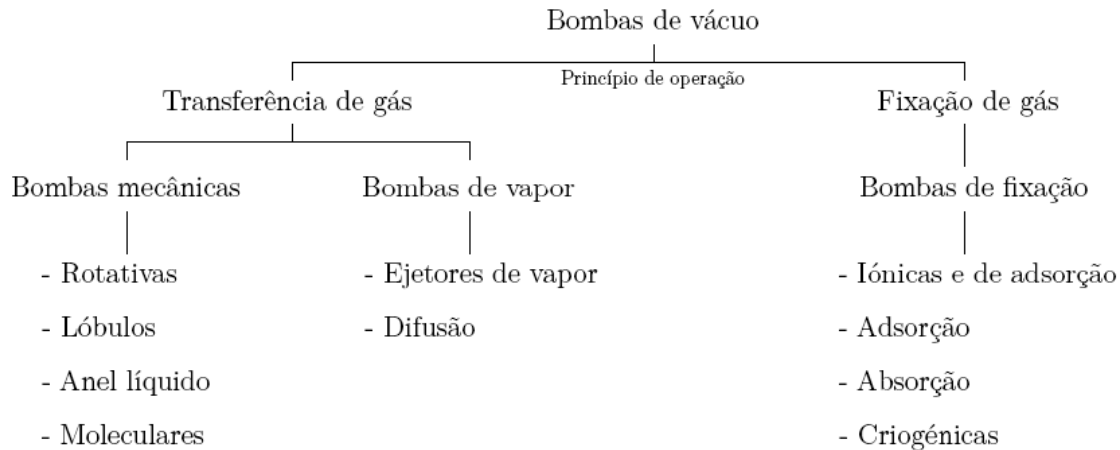


Figura 2.7 – Classificação das bombas de vácuo. (adaptado de [4, 5])

Os sistemas ou grupos de bombeamento são constituídos para se atingir pressões muito baixas (montagem em série). O uso de uma só bomba para cobrir um grande intervalo de pressões é sempre antieconómico. As gamas de utilização de cada bomba estão representadas na Figura 2.8.

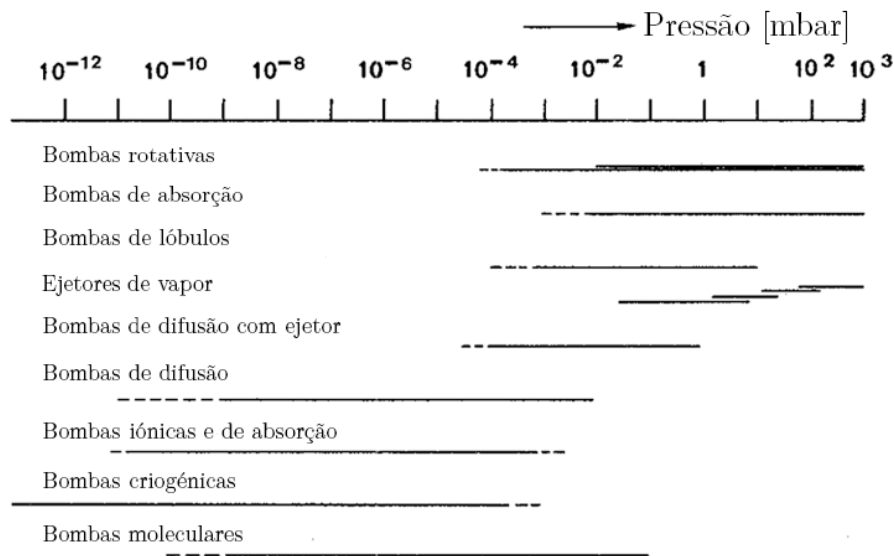


Figura 2.8 – Gama de utilização de cada tipo de bomba. (adaptado de [4])

As bombas podem trabalhar diretamente a partir da atmosfera ou a pressões subatmosféricas, necessitando para isso de uma ligação a uma bomba de vácuo primário.

Nas bombas mecânicas há passagem de gás da entrada para a saída, sendo este movimento provocado pela transferência de momento linear entre um meio motor e o gás. São exemplos deste tipo de bombas, as bombas rotativas na zona de baixo vácuo, as bombas de lóbulos e as bombas moleculares na zona de alto vácuo.

Nas bombas de vapor é o vapor de água, de mercúrio ou de um óleo de baixa tensão de vapor que arrasta as moléculas de gás da entrada para a saída da bomba. Estes tipos de bombas necessitam sempre de bombas de vácuo primário associadas, de modo a que o vapor seja orientado no sentido mais conveniente à extração dos gases. Alguns exemplos deste tipo de bombas são: ejetores de vapor e bombas de difusão.

Quer nas bombas mecânicas quer nas bombas de vapor é possível definir a razão de compressão pelo quociente entre a pressão à saída e a pressão à entrada da bomba.

Nas bombas de fixação, o gás é retirado ao volume a bombear por fixação em paredes que têm a propriedade de “bombear” gases. Não há portanto compressão do gás e este também não é expulso para a atmosfera. Como consequência, as bombas de fixação atingirão uma saturação ao fim de um período de trabalho mais ou menos longo. Por vezes a bomba pode ser regenerada, embora possam aparecer “efeitos de memória” porque as condições de fixação dependem do estado da parede e portanto, também da sua história.

Os processos de fixação dependem, em última análise, das ligações que se estabelecem entre as moléculas da parede e do gás a bombear, o que faz com que o bombeamento seja seletivo. A fixação pode ser feita pelos seguintes processos:

- Absorção – quando as moléculas penetram no interior da parede e ficam inclusas no material (exemplo: zeólitos, alumina ou carvão ativado); este processo é em geral reversível;
- Adsorção – se uma camada de gás se deposita numa superfície estabelecendo-se ligações entre as suas moléculas e a superfície; as ligações podem ser químicas (fortes) ou físicas (fracas) sendo as últimas suscetíveis de se quebrarem enquanto as primeiras nem sempre o são;
- Ionização das moléculas seguida de penetração dos iões com grande energia nos materiais da parede;
- Condensação das moléculas gasosas numa superfície arrefecida.

As bombas de fixação mais utilizadas são: bombas de absorção, bombas de adsorção, bombas iónicas e de adsorção, e bombas criogénicas.

As bombas que estão na gama de utilização pretendida para a instalação (600 mbar) são: bombas rotativas, ejetores de vapor e as bombas de absorção.

2.6.1 Bombas rotativas

As bombas que asseguram o vácuo primário são conhecidas por bombas rotativas. [4] Fundamentalmente, são compressores que extraem os gases do sistema lançando-os na atmosfera conforme está representado na Figura 2.9.

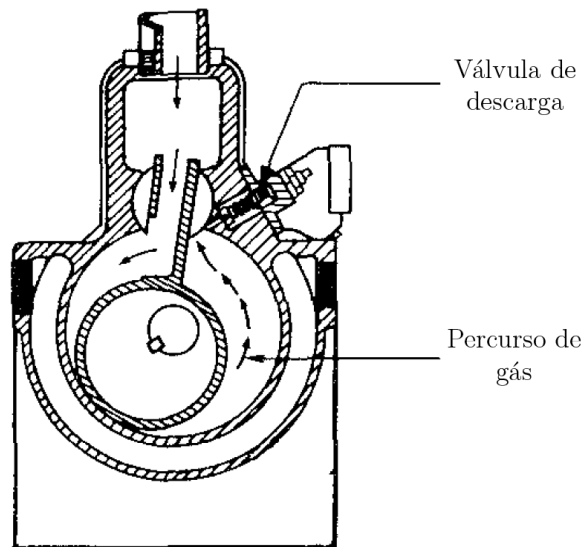


Figura 2.9 – Bomba de vácuo rotativa com vedação a óleo. [4]

A vedação é feita por meio de óleo, que apresenta uma tensão de vapor bastante baixa, atuando também como lubrificante dos componentes móveis.

As bombas rotativas podem ainda ter um ou dois estágios, em que no segundo caso, estas são colocadas em série e portanto o rotor do primeiro estágio trabalha contra uma pressão bastante baixa, enquanto que o do segundo trabalha contra a atmosfera. Em geral, as bombas de um estágio permitem alcançar a pressão limite de 10^{-2} mbar e as de dois estágios 10^{-4} mbar.

As bombas de anel líquido têm um rotor com múltiplas pás localizado excentricamente num corpo cilíndrico [4, 11]. Na Figura 2.10, as pás perto do topo da bomba estão mais próximas da parede exterior e conseqüentemente, as pás do fundo da bomba estão mais afastadas da parede. [11]

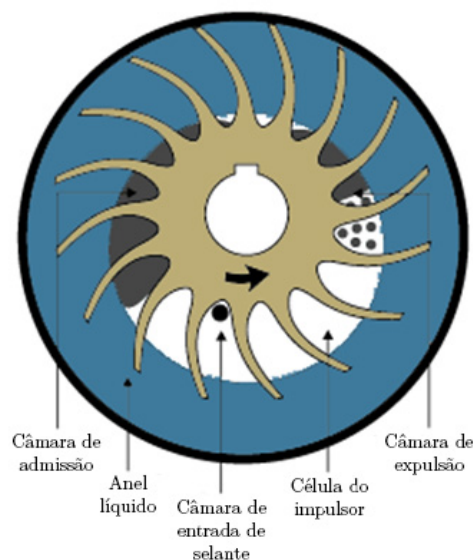


Figura 2.10 – Bomba de vácuo de anel líquido em funcionamento. (adaptado de [12])

A bomba requer um líquido, também denominado de selante, para poder produzir vácuo que pode ser água, óleo ou um solvente, dependendo da aplicação. Com a bomba em trabalho, o rotor projeta o selante contra as paredes exteriores usando a força centrífuga, formando-se um anel líquido. Devido ao excêntrico do rotor em relação ao corpo da bomba, algumas pás estão completamente imersas no anel líquido, enquanto que outras estão parcialmente emersas, originando as denominadas “células do impulsor”, que correspondem ao vazio formado entre o anel de líquido e as pás do rotor. O movimento de rotação cria junto da câmara de entrada uma sucção que faz com que exista admissão de fluido. Após a célula passar a câmara de admissão, o fluido é comprimido até atingir a câmara de descarga, momento em que a compressão está no seu máximo e por isso, ocorre a descarga de fluido juntamente com algum selante para a atmosfera. Embora a figura mostre um anel líquido muito constante e suave, na verdade o selante é altamente turbulento, razão pela qual algum do líquido selante é descarregado com os gases. [11]

A disposição excêntrica do impulsor no corpo cria, durante a rotação, câmaras com compressão variável entre as pás do impulsor, o que origina que o fluido seja comprimido numa volta completa. Uma vez que a bomba cria sempre uma diferença de pressão durante o processo, pode também ser usada como compressor. [13] Este tipo de bombas são usadas normalmente em instalações industriais que realizem a evaporação de grandes quantidades de água, como indústria de desidratação de alimentos. A pressão mínima atingida por este tipo de bombas está limitada pela tensão de vapor da água à temperatura de funcionamento da bomba, que por exemplo para 40 °C é de 73,7 mbar. [4]

2.6.2 Ejetores de vapor

Nos ejetores de vapor, o gás a bombear é arrastado por um jato de vapor, em geral vapor de água, dando-se uma transferência de momento linear entre a corrente de vapor e o gás, como representado na Figura 2.11. [4] O vapor de água, à pressão e temperatura adequadas, expande-se no ejedor divergente, produzindo uma diminuição de pressão à entrada da câmara de vácuo. O jato de vapor a alta velocidade arrasta os gases que estejam na câmara de mistura para a parte convergente do difusor, por efeito de uma transferência de momento linear. A mistura vapor-gás entra no difusor convergente-divergente, onde diminui de velocidade e se expande até à pressão de descarga. Esta pressão, que depende da pressão inicial do vapor e do desenho do ejedor, tem de ser suficiente para equilibrar a pressão atmosférica. Caso contrário, não se manterá o jato no difusor e o gás reentra no sistema.

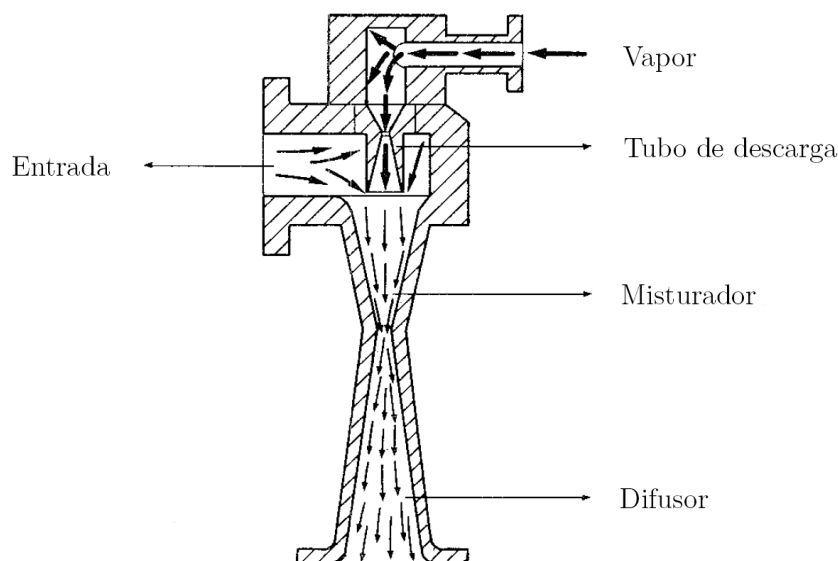


Figura 2.11 – Funcionamento de um ejetor de vapor. [4]

A razão de compressão de um ejetor é da ordem de 7 para 1. Utilizando vários andares de ejetores (quatro é vulgar), podem-se atingir pressões da ordem de 10^{-2} mbar, e velocidades de bombeamento muito elevadas, cerca de $45\,000\text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$.

Os ejetores de vapor são muito usados em instalações industriais sempre que haja que bombear sistemas muito sujos ou grandes quantidades de vapor.

2.6.3 Bombas de absorção

As bombas de absorção são cada vez mais usadas em substituição das bombas rotativas para obter pré-vácuo. [4] São essencialmente constituídas por vasos cheios de um material absorvente como os crivos moleculares (zeólitos) e o carvão ativado.

A velocidade de bombeamento está relacionada com a quantidade de absorvente no vaso e com a eficiência da transferência de calor, que dependem do desenho da bomba. Outro fator que vai influenciar a velocidade de bombeamento é a história do absorvente, isto é, a utilização e tratamentos a que foi sujeito.

Quando os crivos ficam saturados, o gás absorvido por eles terá que ser expulso para se poderem fazer novos bombeamentos. A regeneração do absorvente é feita deixando a bomba voltar à temperatura ambiente.

As vantagens destas bombas sobre as rotativas são a produção de vácuo sem contaminação por óleo e a ausência de vibrações no sistema de vácuo.

2.7 Medidores de pressão

Os medidores de pressão podem ser classificados como de medição direta ou indireta. [6] Os medidores diretos são aqueles que quantificam a pressão causada por uma força exercida numa dada área. Os medidores indiretos obtêm o valor da pressão pela medição de uma propriedade do gás que tem uma correlação conhecida com a massa volúmica do mesmo. Na Figura 2.12 estão enumerados alguns dos tipos de medidores de pressão dentro da classificação já realizada e na Figura 2.13 estão representadas as gamas de medições para esses medidores.

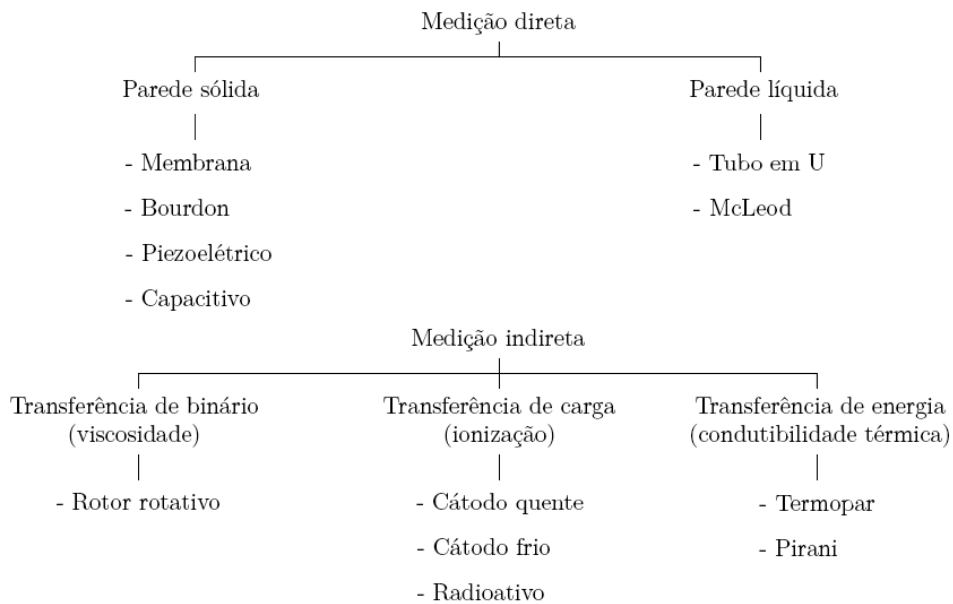


Figura 2.12 – Exemplos de medidores de pressão. (adaptado de [6])

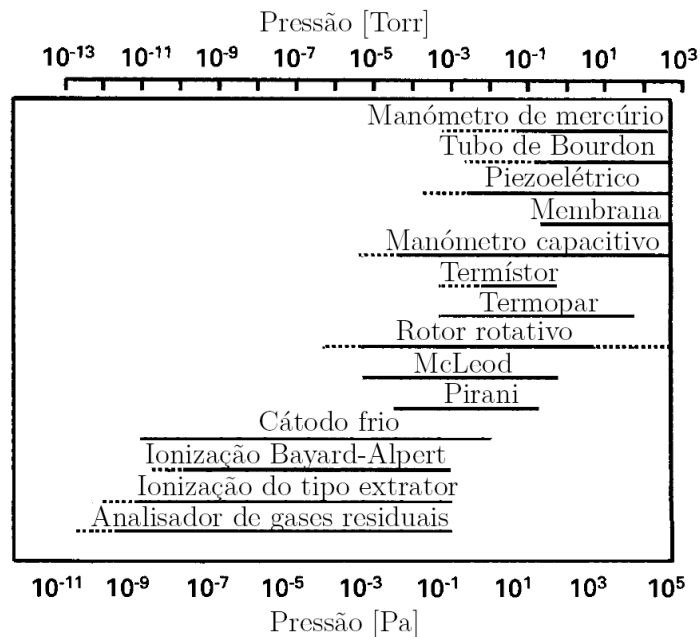


Figura 2.13 – Gammas de medição para os transdutores considerados. (adaptado de [6])

À pressão de operação do sistema de vácuo (600 mbar) são adequados a utilização do manómetro de mercúrio (tubo em U), tubo de Bourdon, piezoelétrico, membrana e capacitivo.

2.8 Materiais

Os materiais a escolher para a construção do sistema de vácuo devem satisfazer as seguintes condições: baixa capacidade de desgaseificação, baixa permeabilidade aos gases e vapores, baixa tensão de vapor, elevada resistência à corrosão e elevada resistência mecânica. [4]

2.8.1 Capacidade de desgaseificação

Todos os materiais adsorvem, em maior ou menor grau, gases da atmosfera que os rodeia, sobretudo vapor de água, oxigénio e azoto. Durante o fabrico de certos materiais de construção pode haver adsorção de gases, o que torna a desgaseificação especialmente relevante quando o equipamento é novo. A baixa pressão, estes materiais começam a libertar todos os gases adsorvidos e absorvidos. Inicialmente a taxa de desgaseificação por unidade de área ($\text{mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{cm}^{-2}$) é muito alta, mas com o tempo vai decrescendo. [4]

2.8.2 Permeabilidade aos gases e vapores

De um modo geral todos os materiais são em maior ou menor grau suscetíveis de ser atravessados pelos gases. A permeabilidade exprime-se geralmente por uma constante definida como o volume de gás, em cm^3 , em condições normais de pressão e temperatura, que passa por segundo, através de 1 cm^2 de área de parede de 1 cm de espessura. A permeabilidade aumenta com a temperatura. [4]

2.8.3 Tensão de vapor

Os materiais usados em vácuo devem ser cuidadosamente selecionados, de acordo com as respetivas tensões de vapor à pressão e temperatura de operação do sistema de que fazem parte. Deve-se ter sempre em conta que nenhum material poderá ter uma tensão de vapor superior à pressão de trabalho pretendida. [4]

2.8.4 Resistência à corrosão

Uma das consequências mais graves da corrosão verifica-se nos metais facilmente oxidáveis quando expostos à atmosfera, pelo que não devem ser usados em sistemas de vácuo em virtude da elevada taxa de desgaseificação dos óxidos. Por exemplo, os

valores da taxa de desgaseificação medida ao fim de uma hora de bombeamento são para o aço oxidado da ordem de $6 \times 10^{-6} \text{ mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{cm}^{-2}$. Para o aço inoxidável limpo, o valor é consideravelmente mais baixo $2,3 \times 10^{-7} \text{ mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{cm}^{-2}$, o que equivale a um aumento de 2509% com a oxidação do metal. [4]

2.8.5 Resistência mecânica

Pelo facto do material utilizado na construção de um sistema de vácuo ficar submetido a uma grande diferença de pressão é necessário cuidar não só do tipo de material a empregar, como também da espessura das suas paredes. Por exemplo, utilizando vidro pouco espesso há o perigo de se estilhaçar por implosão. Como referido anteriormente, considerando a tensão de vapor, a taxa de desgaseificação e a resistência à corrosão, dá-se preferência aos aços inoxidáveis para a construção de sistemas metálicos. Evidentemente que se podem usar e se usam outros metais e ligas. No entanto, é necessário ponderar cuidadosamente as condições a que vão ser submetidos os sistemas de vácuo. [4]

3 Princípios de Projeto de Conduitas e Acessórios

3.1 Tubagens

3.1.1 Normas de tubagens

As tubagens estão definidas nas normas americanas ASTM conforme o material constituinte e o processo de fabrico. Algumas das normas relevantes para a utilização pretendida são: A-106 e A-240. [14]

A norma ASTM A-106 é a especificação para tubos sem costura de diâmetro nominal desde 1/8" até 24", de alta qualidade, de aço-carbono calado, para uso sob temperaturas elevadas. [15]

A norma ASTM A-240 é a especificação para aços inoxidáveis usados em aplicações gerais, como tubagens e reservatórios de pressão. [16]

Estas especificações fixam as exigências de composição química e de propriedades mecânicas que o material deve satisfazer.

3.1.2 Espessuras

Pela norma ASME B36.10M foi adotado o *Schedule* para designar a espessura dos tubos. O número de série é um número obtido pela equação (3.1).

$$Sch = \frac{1000 \cdot p}{\sigma} \quad (3.1)$$

Onde:

$$\begin{aligned} p &= \text{Pressão [psig]} \quad (1 \text{ bar(r)} = 14,5 \text{ psig}) \\ \sigma &= \text{Tensão admissível do material [psi]} \end{aligned}$$

A citada norma padronizou as séries 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 e 160 sendo que para a maioria dos diâmetros nominais, apenas algumas dessas espessuras são fabricadas. A série 40 corresponde ao antigo “peso normal” e a série 80 corresponde a “extraforte”. [14]

3.2 Válvulas

As válvulas são dispositivos destinados a estabelecer, controlar e interromper o fluxo numa conduta. [14] Estes são os acessórios mais importantes existentes nas tubagens e que por isso devem merecer o maior cuidado na sua especificação, escolha e localização. Em qualquer instalação deve haver sempre o menor número possível de válvulas compatível com o funcionamento da mesma, porque as válvulas são peças caras, onde sempre há possibilidade de fugas e que introduzem perdas de carga, por vezes de grande valor.

As válvulas podem classificar-se da seguinte forma quanto à sua função como exposto na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Classificação das válvulas quanto à finalidade [14]	
Função da válvula	Exemplos
Estabelecer ou interromper o fluxo (completamente abertas ou fechadas)	Válvulas de gaveta Válvulas de macho Válvulas de esfera Válvulas de comporta
Controlar o fluxo (abertura parcial)	Válvulas de globo Válvulas de agulha Válvulas de controlo Válvulas de borboleta Válvulas de diafragma
Permitir fluxo num só sentido	Válvulas de retenção Válvulas de retenção e fechamento Válvulas de pé
Controlar a pressão de montante	Válvulas de segurança e de alívio Válvulas de contrapressão
Controlar a pressão a jusante	Válvulas redutoras e reguladoras de pressão

A operação das válvulas pode ser de três principais tipos:

- Operação manual: por meio de volante, alavanca, engrenagens;
- Operação motorizada: pneumática, hidráulica ou elétrica;
- Operação automática: pelo próprio fluido (por diferença de pressão gerada no escoamento), por meio de molas ou contrapesos.

3.3 Dimensionamento de tubagens

3.3.1 Perda de carga em linha

No regime turbulento, o fator de fricção depende não só do número de Reynolds, mas também da rugosidade relativa da superfície da tubagem. [10] Na Tabela 3.2 são apresentadas rugosidades equivalentes típicas para diferentes materiais.

Tabela 3.2 – Rugosidades equivalentes típicas para diferentes materiais [10]

Material	Rugosidade equivalente ε [mm]
Aço rebitado	0,9-9,0
Betão	0,3-3,0
Madeira	0,18-0,9
Ferro fundido	0,26
Ferro galvanizado	0,15
Aço comercial	0,045
Trefilado	0,015
Plástico ou vidro	0,0 (liso)

A equação da energia para um escoamento incompressível em regime permanente é descrita pela equação (3.2).

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + h_{Linha} \quad (3.2)$$

Assumindo-se que a conduta é horizontal e sem variação de diâmetro de secção, obtém-se a equação (3.3).

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot g \cdot h_{linha} \quad (3.3)$$

A equação (3.3) pode ser combinada com a equação (3.4), resultando na equação (3.5).

$$p_1 - p_2 = f_d \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \quad (3.4)$$

$$h_{linha} = f_d \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (3.5)$$

O fator de fricção presente na equação (3.5) é o fator de fricção de Darcy, que não deve ser confundido com o fator de fricção de Fanning. Os dois fatores de fricção apresentam a relação de $f_d = 4 \cdot f_f$. No caso de se usar fator de fricção de Fanning recorre-se à equação (3.6).

$$h_{linha} = 2 \cdot f_f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c^2}{g} \quad (3.6)$$

O fator de fricção de Darcy, ao qual se vai recorrer neste projeto, pode ser obtido graficamente através do diagrama de Moody, representado na Figura 3.1. O diagrama de Moody expõe f_d como uma função de ε/D e de Re .

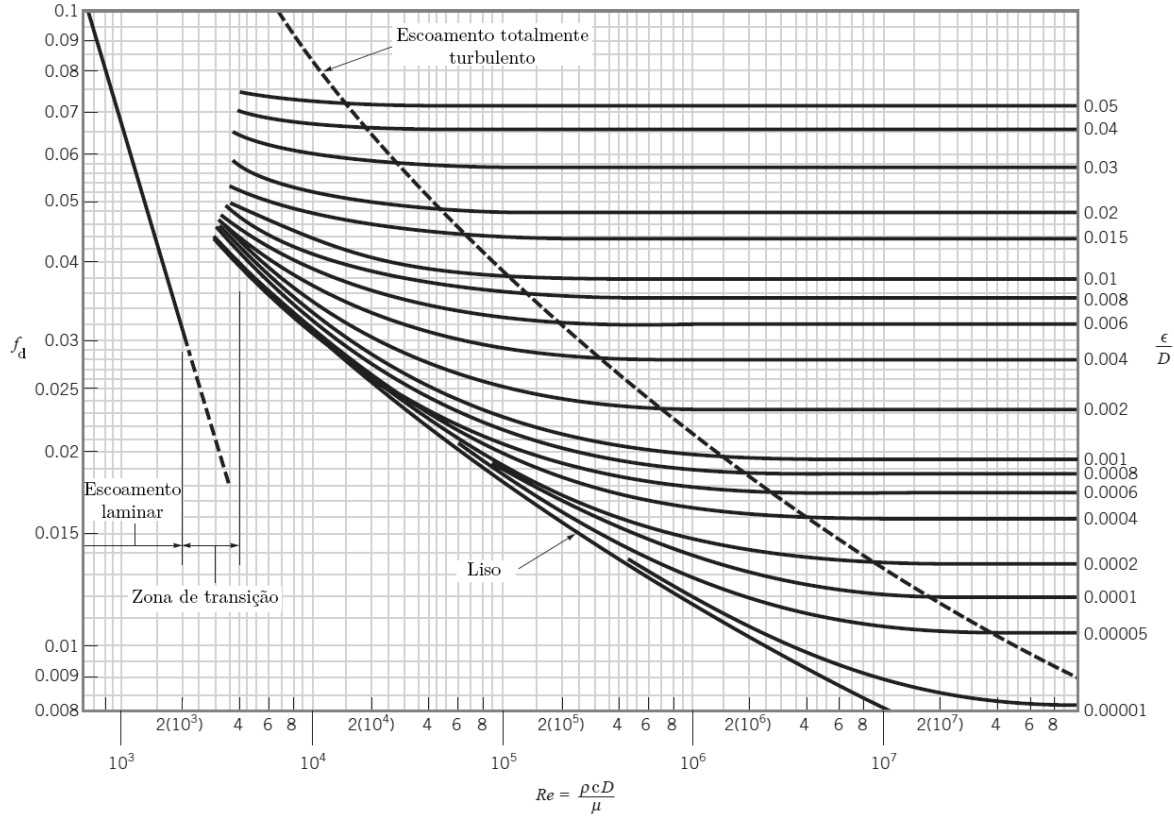


Figura 3.1 – Diagrama de Moody. (adaptado de [10])

A equação de Colebrook-White, descrita na equação (3.7), é válida para toda a gama não-laminar do diagrama de Moody.

$$\frac{1}{\sqrt{f_d}} = -2,0 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_d}} \right) \quad (3.7)$$

A equação (3.8) trata-se de uma correlação explícita para o diagrama de Moody.

$$\frac{1}{\sqrt{f_d}} = -1,8 \cdot \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \quad (3.8)$$

Note-se que a melhor exatidão esperada é de 10%, uma vez que o diagrama de Moody tem origem na correlação de dados experimentais.

3.3.2 Perda de carga localizada

Numa instalação, para além da perda de carga em linha ocorrem também perdas de carga localizada, originadas em componentes e acessórios presentes na tubagem como joelhos, tês e reduções. [10]

A perda de carga localizada imposta por um componente, descrita na equação (3.9), está relacionada com o coeficiente adimensional de perda de carga do acessório.

$$h_{local} = K \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = f_d \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} \quad (3.9)$$

O coeficiente K depende da geometria e do número de Reynolds do escoamento.

Na Figura 3.2 está representada a evolução de K com a razão das áreas da redução de secção e na Figura 3.3 o mesmo, mas para um aumento da secção.

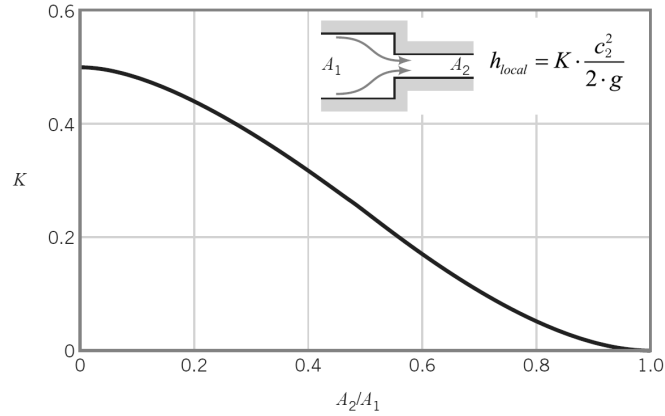


Figura 3.2 – Coeficiente K para redução de secção. [10]

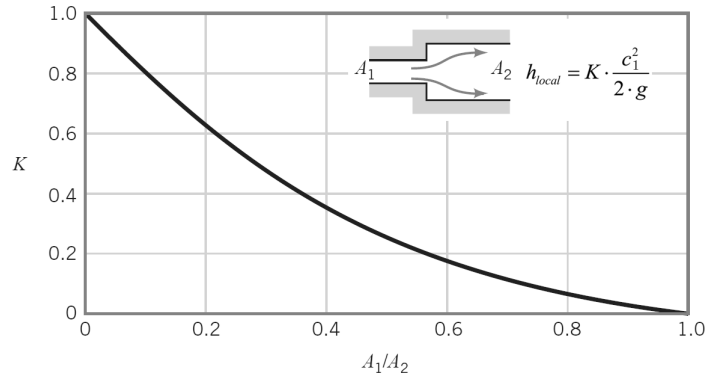

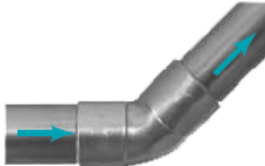


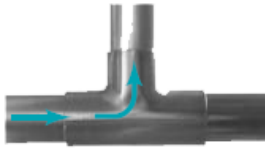




Figura 3.3 – Coeficiente K para aumento de secção. [10]

Na Tabela 3.3 são expostos valores para os coeficientes de perda de carga de diversos acessórios.

Tabela 3.3 – Coeficientes de perda de carga localizada de acessórios (adaptado de [10])

Componente	K	
Joelhos		
Normal 90°, flangeado	0,3	
Normal 90°, roscado	1,5	
Raio longo 90°, flangeado	0,2	
Raio longo 90°, roscado	0,7	
Raio longo 45°, flangeado	0,2	
Normal 45°, roscado	0,4	
Curvas de 180°		
Curva de 180°, flangeado	0,2	
Curva de 180°, roscado	1,5	
Tês		
Escoamento principal, flangeado	0,2	
Escoamento principal, roscado	0,9	
Escoamento lateral, flangeado	1,0	
Escoamento lateral, roscado	2,0	
União, roscado	0,08	
Válvulas		
Globo, totalmente aberta	10	
Angular, totalmente aberta	2	
Gaveta, totalmente aberta	0,15	
Gaveta, ¼ fechada	0,26	
Gaveta, ½ fechada	2,1	
Gaveta, ¾ fechada	17	
Retenção, escoamento	2	
Retenção, contra-escoamento	∞	
Esfera, totalmente aberta	0,05	
Esfera, ⅓ fechada	5,5	
Esfera, ⅔ fechada	210	

4 Instalação Atual

O conhecimento da instalação atual permite detetar os problemas existentes no sistema, recorrendo à revisão bibliográfica realizada, a um histórico de falhas e à interação com os colaboradores.

4.1 Localização da central de produção de vácuo

A central de produção de vácuo é constituída por dois grupos, um que alimenta as prensas dos canais 1 a 5 (grupo 1) e outro que alimenta as prensas dos canais 6 a 10 (grupo 2). Como se pode ver na Figura 4.1, o local onde é produzido o vácuo para os dois grupos está localizado na zona do canal 2.

As prensas estão organizadas por dez canais, numerados de 1 a 10 e em cada canal existem duas linhas de prensas. As linhas estão identificadas por letras, seguindo a ordem do abecedário, isto é, ao canal 1 pertencem as linhas A e B, ao canal 2 pertencem as linhas C e D, etc.

Cada prensa, identificada na Figura 4.1 como um quadrado, tem capacidade para vulcanizar dois pneus em simultâneo, sendo que uma pequena parte delas apresenta capacidade de realizar ciclos não síncronos, isto é, abertura e fecho das cavidades realizada de forma independente. As prensas com abertura independente apresentam duas tubagens conectadas, como são os casos de todas as prensas do canal 10, enquanto que as prensas de abertura simultânea apresentam apenas uma tubagem, como são os casos de todas as prensas do canal 1. As prensas estão numeradas, por exemplo, B21-22, o que corresponde a uma prensa da linha B com duas cavidades (21-22).

No caso dos canais 1 a 6, em cada canal, existe uma linha de vácuo que alimenta as duas linhas de prensas do referido canal, enquanto que no caso dos canais 7 a 10, as linhas são alimentadas individualmente a partir do canal principal. A tubulação de vácuo está representada na Figura 4.1, desde da central de produção até cada prensa.

As setas da Figura 4.1 indicam o sentido do escoamento, ou seja, das prensas até à central de produção de vácuo.

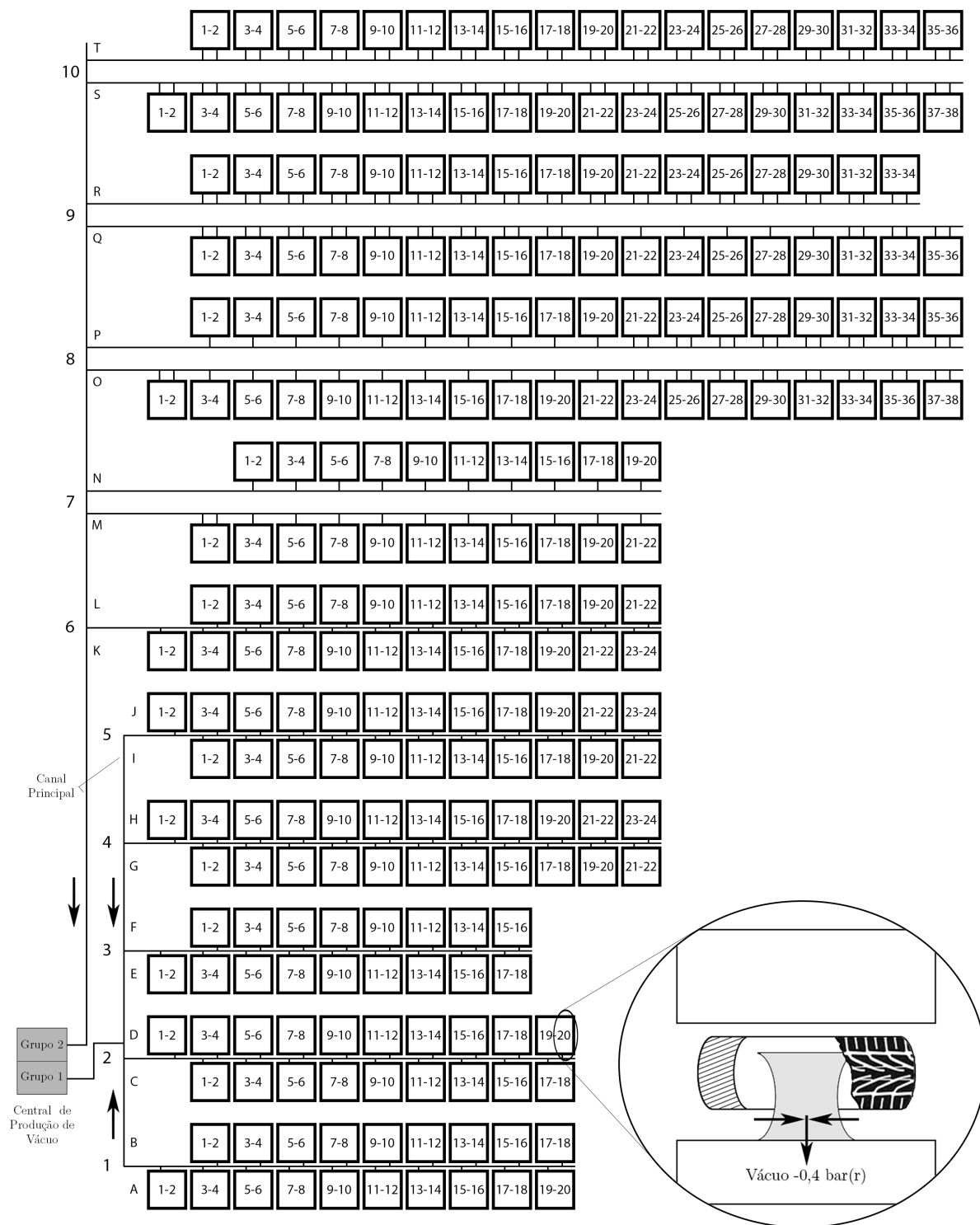


Figura 4.1 – Planta da secção de vulcanização.

4.2 Funcionamento da central de produção de vácuo

A central de produção de vácuo pode ser descrita de forma esquemática pela Figura 4.2.

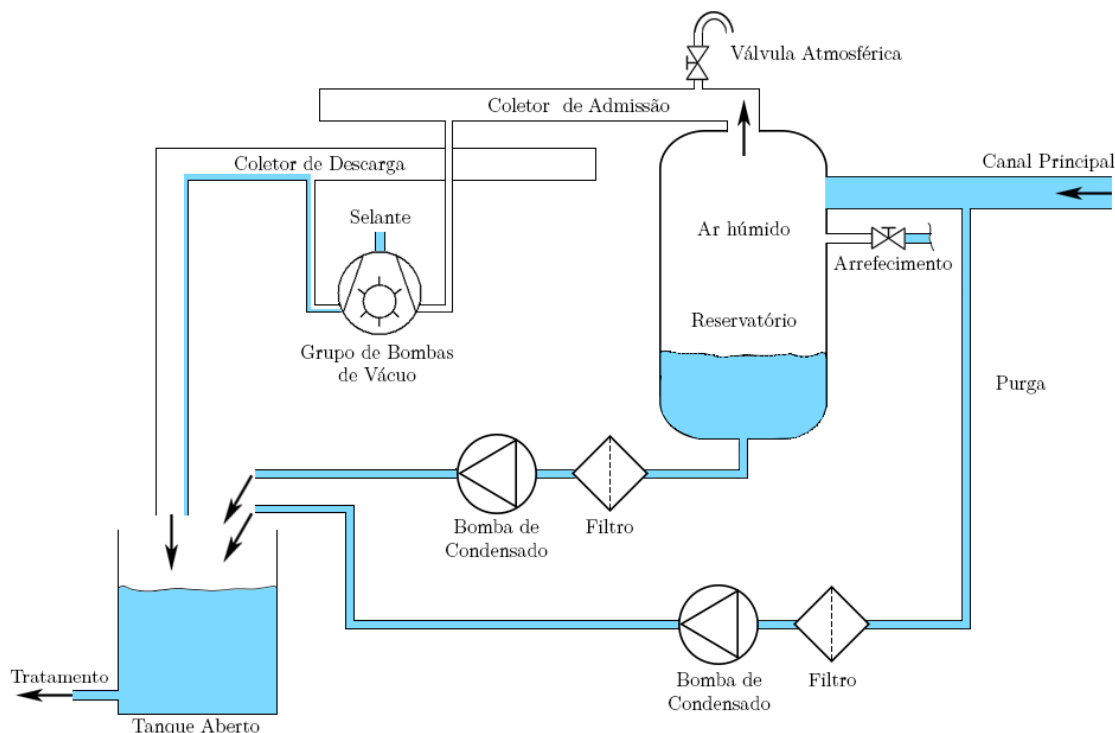


Figura 4.2 – Esquema da central de produção de vácuo da instalação atual.

O vácuo é produzido na central pelo grupo de bombas de vácuo, provocando um diferencial de pressões que induz um escoamento com sentido das prensas para o tanque aberto. Sempre que a prensa requer a utilização de vácuo através de um sinal elétrico, a válvula do ramal da prensa abre e permite a evacuação do diafragma. O vapor húmido condensa, é arrefecido por introdução de água e é encaminhado pelo ramal da linha até ao canal principal, em direção ao reservatório. Antes do reservatório é realizada uma purga, de forma a diminuir a quantidade de condensado que é introduzida no reservatório. Esta purga foi colocada porque a bomba de condensado do reservatório não apresentava débito de caudal suficiente. O reservatório funciona como um separador de ar/condensado, sendo a sua temperatura controlada e sempre que necessário arrefecido pela introdução de água fria. O ar do reservatório apresenta humidade devido à exposição com a água. Note-se que no coletor de descarga existe condensado devido às bombas funcionarem com introdução de água (selante), sendo posteriormente descarregada para o tanque aberto em conjunto com o ar aspirado.

O sistema apresenta valores de pressão dentro dos quais é suposto operar, apresentados na Tabela 4.1. Note-se que os valores de pressão se referem à pressão existente no reservatório de cada grupo.

Tabela 4.1 – Parâmetros de pressão característicos do funcionamento da instalação

Bombas	Grupo 1		Grupo 2	
	Pressão de Paragem [bar(r)]	Pressão de Arranque [bar(r)]	Pressão de Paragem [bar(r)]	Pressão de Arranque [bar(r)]
2. ^a Bomba	-0,35	-0,30	-0,35	-0,31
3. ^a Bomba	-0,35	-0,26	-0,35	-0,26
4. ^a Bomba	-0,35	-0,21	-0,35	-0,21
Válvulas	Pressão de Abertura [bar(r)]		Pressão de Abertura [bar(r)]	
1. ^a Válvula Atmosférica	-0,40		-0,42	
2. ^a Válvula Atmosférica	-0,42		-0,45	

Os parâmetros definidos para os dois grupos são diferentes porque o grupo 2 inclui prensas que estão muito mais distantes da central de produção do que o grupo 1. Como a monitorização da pressão é feita próxima da central de produção, o grupo 2 requer menores pressões para que o vácuo apresente à entrada das prensas condições semelhantes às do grupo 1.

A cada instante em cada grupo existe uma bomba de vácuo em funcionamento, porém caso a pressão da instalação atinja um valor superior à pressão de arranque da 2.^a bomba, esta liga até que a pressão seja inferior a -0,35 bar(r). A 3.^a e 4.^a bomba podem ser arrancadas de forma análoga à 2.^a bomba, isto é, caso o valor da pressão atinja os valores apresentados na Tabela 4.1. No caso da pressão ultrapassar -0,20 bar(r), um alerta é apresentado e os colaboradores da empresa devem corrigir a situação, sendo o desfecho mais provável existir uma fuga na linha de vácuo.

Quando a produção de vácuo é excessiva para a utilização requerida no momento, a pressão da instalação diminui até que seja atingida a pressão de abertura das válvulas atmosféricas. Estas válvulas permitem a entrada de ar atmosférico de forma a realizar um *bypass* às bombas e assim estas recirculem caudal. No caso limite da pressão ser inferior a -0,45 bar(r), um alerta é apresentado e os colaboradores da empresa intervêm, sendo provavelmente má operação das válvulas atmosféricas.

De forma a promover a utilização da bomba que se encontra em melhor condição, quando existe a paragem de uma das bombas, a que está a funcionar há mais tempo é aquela que deixa de funcionar. Isto leva a que as bombas que conseguem trabalhar mais tempo dentro dos limites estipulados estejam mais tempo ligadas. Se houver um pico de utilização, isto é, várias prensas a requerem vácuo em simultâneo, a pressão do sistema pode subir para valores fora dos estipulados, levando a que após o reforço dado pelas outras bombas, a bomba em funcionamento seja parada. No fim de uma amostra temporal suficientemente grande, este sistema de gestão de funcionamento das bombas

vai dar prioridade à operação daquelas que debitem maior caudal para a gama de pressões de operação do sistema.

4.3 Componentes

4.3.1 Bombas de vácuo

Cada grupo de produção de vácuo apresenta quatro bombas de vácuo a operar em paralelo, representadas na Figura 4.3, com as designações seguintes:

- 2 x SIEMENS ELMO-F 2BV2071-0NC03-1P - Figura 4.3a;
- 1 x BUSCH DOLPHIN LX 0180 B - Figura 4.3b;
- 1 x SIEMENS ELMO-F 2BV7071-2AH08-4S - Figura 4.3c.

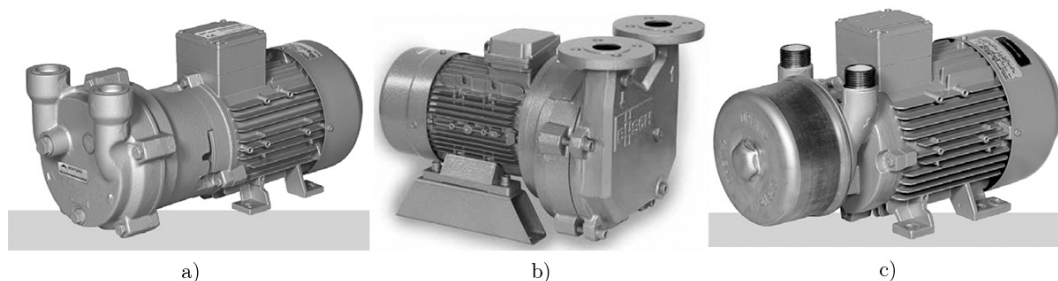


Figura 4.3 – Bombas de vácuo da empresa. [17-19]

Estes três modelos de bombas pertencem todas à mesma família, bomba de vácuo de anel de água cujo funcionamento foi explicado no capítulo 2.6.1.

A bomba de vácuo SIEMENS ELMO-F 2BV2071-0NC03-1P apresenta a curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema representada na Figura 4.4, para ar seco a 20 °C. Para a pressão do sistema, esta bomba permite a obtenção de um caudal máximo cerca de $120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, uma vez que a frequência de acionamento é de 50 Hz.

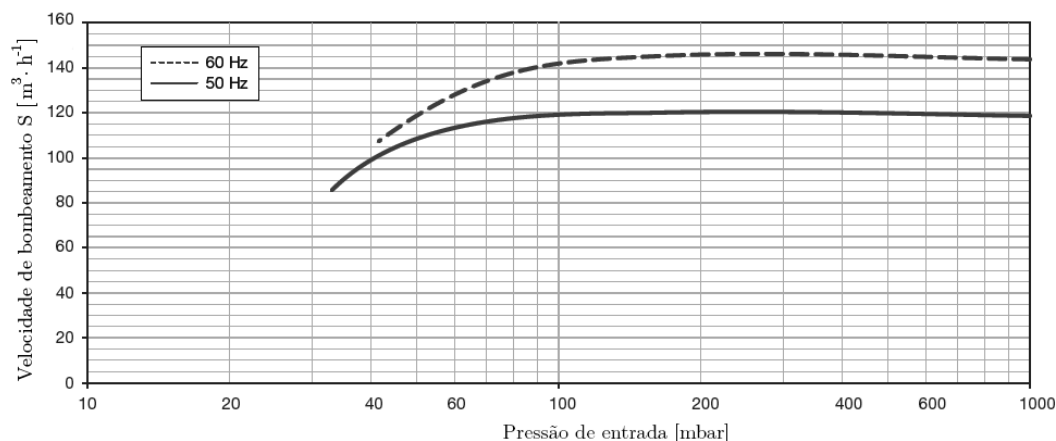


Figura 4.4 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema para a bomba SIEMENS ELMO-F 2BV2071-0NC03-1P (ar seco a 20 °C). [17]

A curva da potência elétrica requerida em função da pressão está representada na Figura 4.5, pelo que para a pressão do sistema é cerca de 3,75 kW.

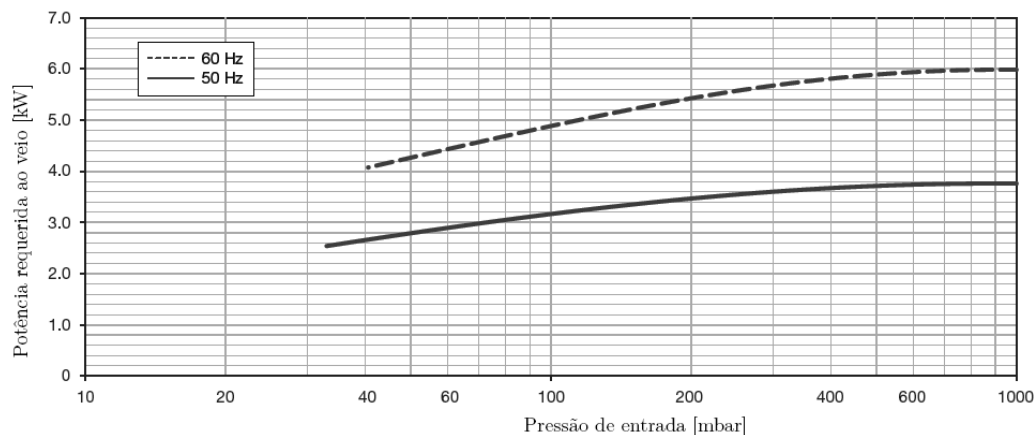


Figura 4.5 – Curva da potência elétrica requerida em função da pressão do sistema para a bomba SIEMENS ELMO-F 2BV2071-0NC03-1P (ar seco a 20 °C). [17]

À pressão do sistema, a bomba requer um caudal de selante de $0,45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. [17]

A bomba de vácuo BUSCH DOLPHIN LX 0180 B apresenta a curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema representada na Figura 4.6, para ar seco a 20 °C. Para a pressão do sistema, esta bomba permite a obtenção de um caudal máximo cerca de $120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, uma vez que a frequência de acionamento é de 50 Hz.

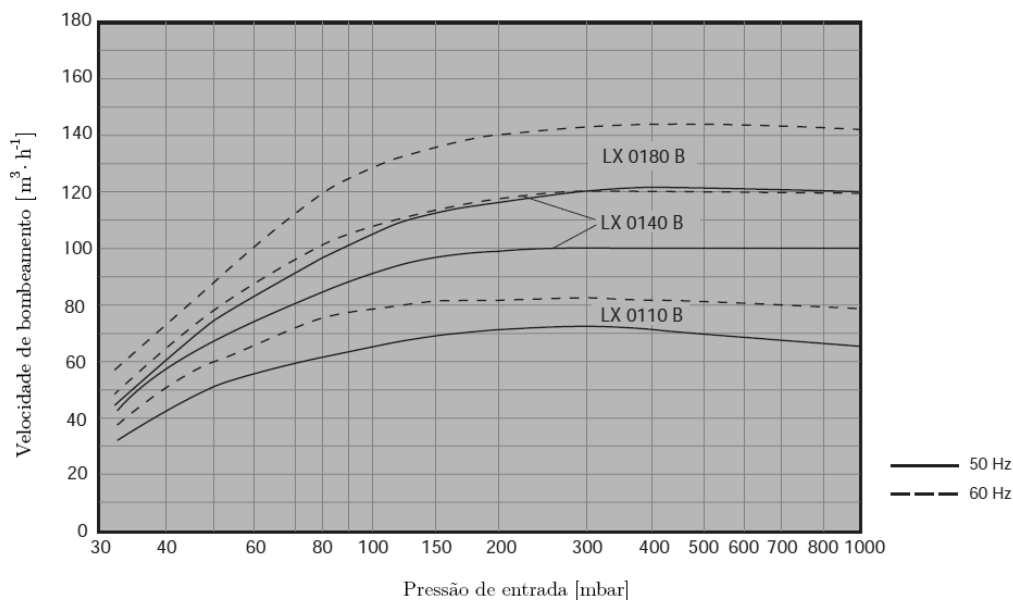


Figura 4.6 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema para a bomba BUSCH DOLPHIN LX 0180 B (ar seco a 20 °C). [18]

A curva da potência elétrica requerida em função da pressão está representada na Figura 4.7, pelo que para a pressão do sistema é cerca de 3,75 kW.

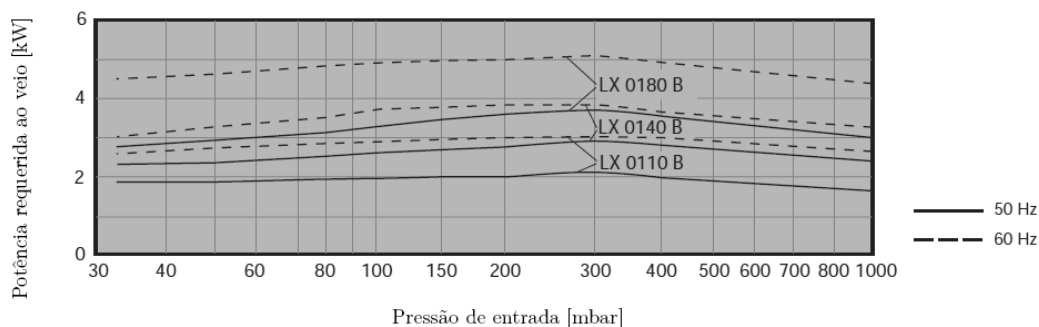


Figura 4.7 – Curva da potência elétrica requerida em função da pressão do sistema para a bomba BUSCH DOLPHIN LX 0180 B (ar seco a 20 °C). [18]

A curva do caudal de selante em função da pressão está representada na Figura 4.8, pelo que para a pressão do sistema é cerca de $0,45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ($7,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$).

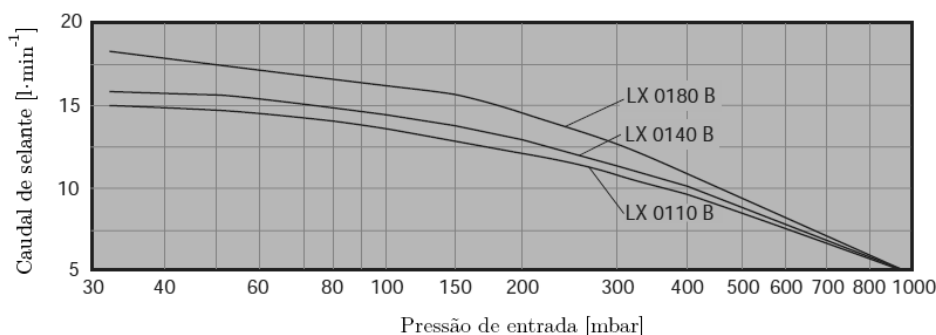


Figura 4.8 – Curva de caudal de selante requerido em função da pressão do sistema para a bomba BUSCH DOLPHIN LX 0180 B (ar seco a 20 °C). [18]

A bomba de vácuo SIEMENS ELMO-F 2BV7071–2AH08–4S apresenta a curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema representada na Figura 4.9, para ar seco a 20 °C. Para a pressão do sistema, esta bomba permite a obtenção de um caudal máximo cerca de $120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, uma vez que a frequência de acionamento é de 50 Hz.

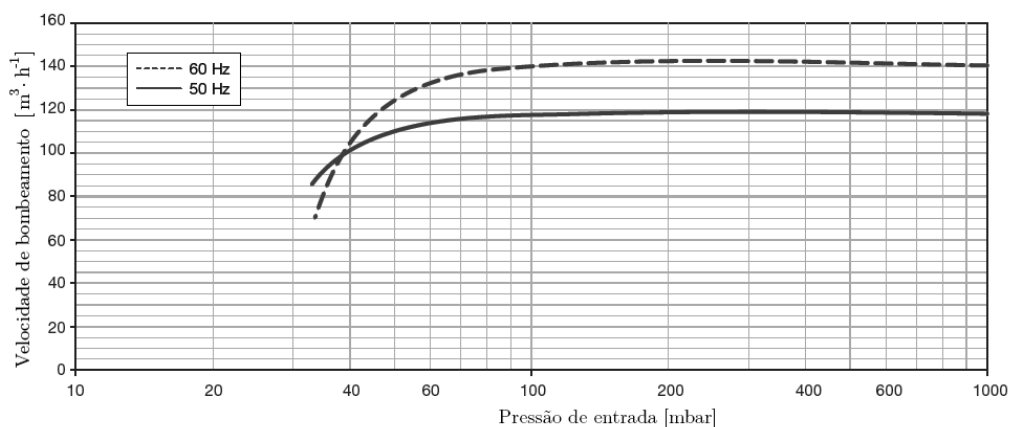


Figura 4.9 – Curva de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema para a bomba SIEMENS ELMO-F 2BV7071–2AH08–4S (ar seco a 20 °C). [19]

A curva da potência elétrica requerida em função da pressão está representada na Figura 4.10, pelo que para a pressão do sistema é cerca de 3,75 kW.

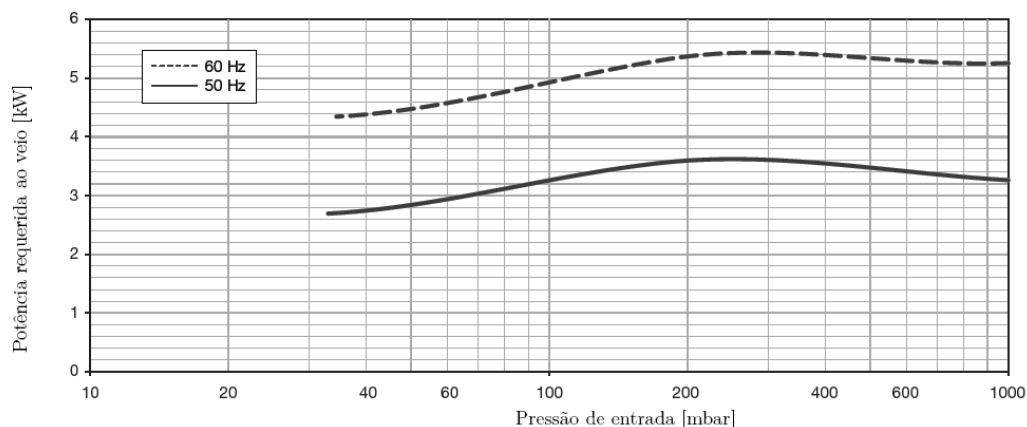


Figura 4.10 – Curva da potência elétrica requerida em função da pressão do sistema para a bomba SIEMENS ELMO-F 2BV7071-2AH08-4S (ar seco a 20 °C). [19]

À pressão do sistema requer um caudal de selante entre 0,07 e 0,13 m³ · h⁻¹. [19]

4.3.2 Bombas de condensado

As bombas de condensado instaladas são de dois tipos: SPIRAX SARCO MFP14 e GRUNDFOS NB 40-125/142, apresentadas na Figura 4.11a e na Figura 4.11b, respetivamente.

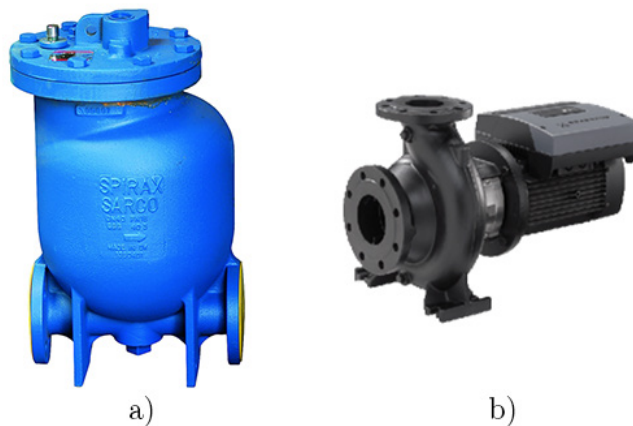


Figura 4.11 – Bombas de condensado da empresa. [20, 21]

Na instalação de vácuo estão colocadas 4 bombas SPIRAX e 1 GRUNDFOS. À saída do reservatório de cada grupo tem uma bomba SPIRAX para escoar os condensados quando necessário e antes de cada reservatório existe outra bomba SPIRAX para realizar uma purga. A bomba GRUNDFOS é uma bomba de emergência, isto é, apenas entra em funcionamento quando as bombas SPIRAX ligadas ao reservatório estão indisponíveis.

A bomba automática SPIRAX SARCO MFP14, representada na Figura 4.12, funciona pelo princípio de deslocamento positivo e pode ser acionada por vapor, ar comprimido ou outro gás pressurizado até 14 bar(r). O condensado entra no corpo da bomba pela válvula de retenção da entrada, levando o flutuador a subir. Algum fluido motriz que esteja na bomba sai pela válvula de exaustão. Assim que o corpo da bomba fique cheio, a impulsão gerada na esfera, obriga a que o mecanismo mude de posição, o que abre a válvula de entrada do fluido motriz e que fecha a válvula de exaustão. Logo que a pressão no interior da bomba seja superior à contra pressão total, o condensado é forçado a passar pela válvula de retenção da saída. Assim que o nível de condensado baixa, o mecanismo comuta para a posição original, fechando a válvula de entrada do fluido motriz e abrindo a válvula de exaustão. Logo que a pressão baixe o suficiente, o condensado começa a entrada novamente. [20]

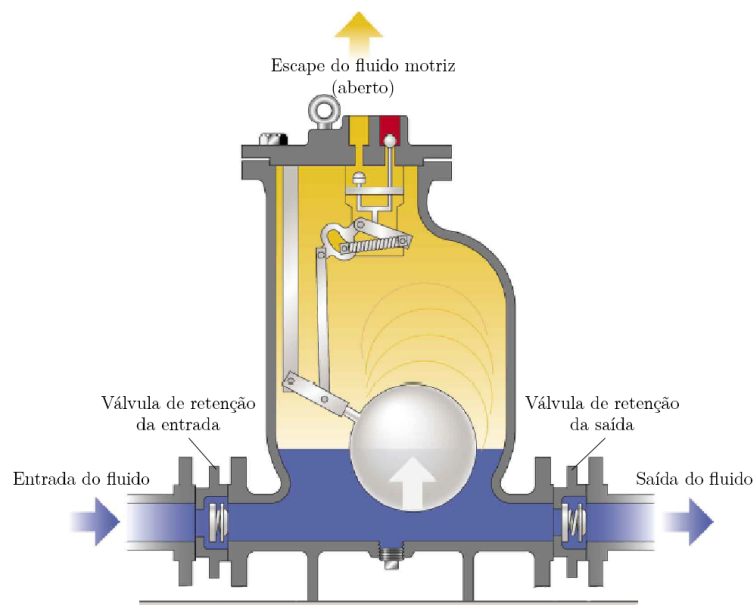


Figura 4.12 – Vista de corte da bomba SPIRAX SARCO MFP 14. (adaptado de [20])

Atualmente, as bombas de condensado na instalação existente são acionadas por ar comprimido a 6 bar(r), apresentando maior fiabilidade do que acionamento a vapor, estando o escape do fluido motriz ligado à linha de vácuo para equilíbrio de pressões. Quando o acionamento era feito a vapor, o mecanismo no topo da bomba de comutação das válvulas avariava frequentemente.

Na instalação, o modelo da bomba SPIRAX é DN 80 x DN 50, o que faz com que apresente uma capacidade nominal de $5500 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, quando a operar com 8 bar(r) e 1 bar(r) de contrapressão. [20] Para o funcionamento a outras pressões motrizes, deve recorrer-se ao gráfico da Figura 4.13.

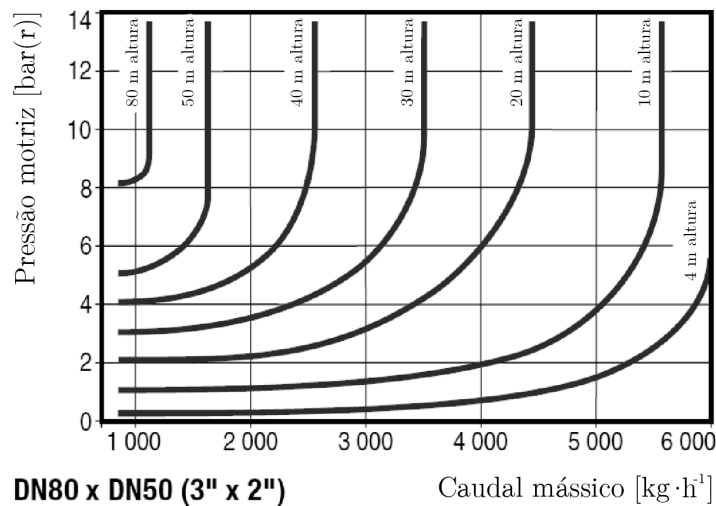


Figura 4.13 – Variação do caudal e da altura manométrica em função da pressão motriz. (adaptado de [20])

A bomba GRUNDFOS NB 40-125/142 B-F-S-BAQE é uma bomba monocelular centrífuga, com aspiração axial, orifício de descarga radial e veio horizontal. O motor é alimentado a uma frequência de 50 Hz, tem 4 pólos e uma potência de 0,55 kW.

Na Figura 4.14 está representada uma vista em corte que elucida sobre o funcionamento da bomba.

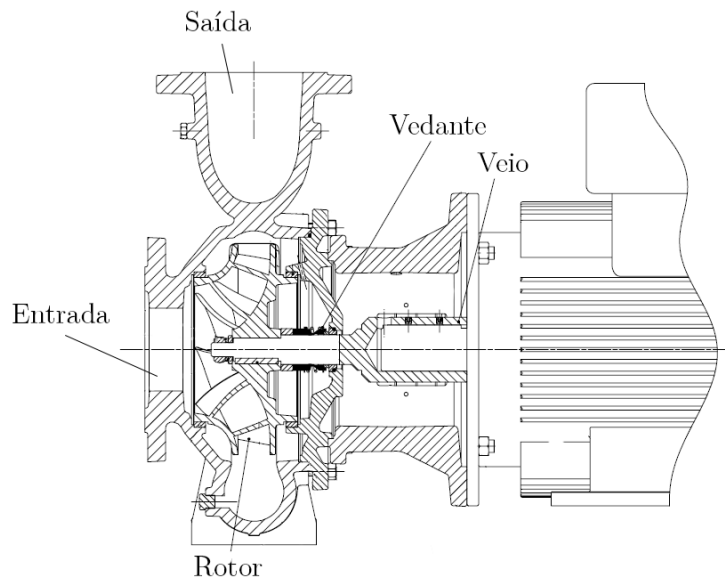


Figura 4.14 – Vista de corte da bomba GRUNDFOS NB (adaptado de [21])

Na Figura 4.15 está representada a curva característica da bomba GRUNDFOS NB 40-125/142, bem como a curva de potência requerida ao veio em função da velocidade de bombeamento. É visível que o caudal possível de bombear com este equipamento é de até 30 m³ · h⁻¹, com uma altura manométrica máxima de 7 metros.

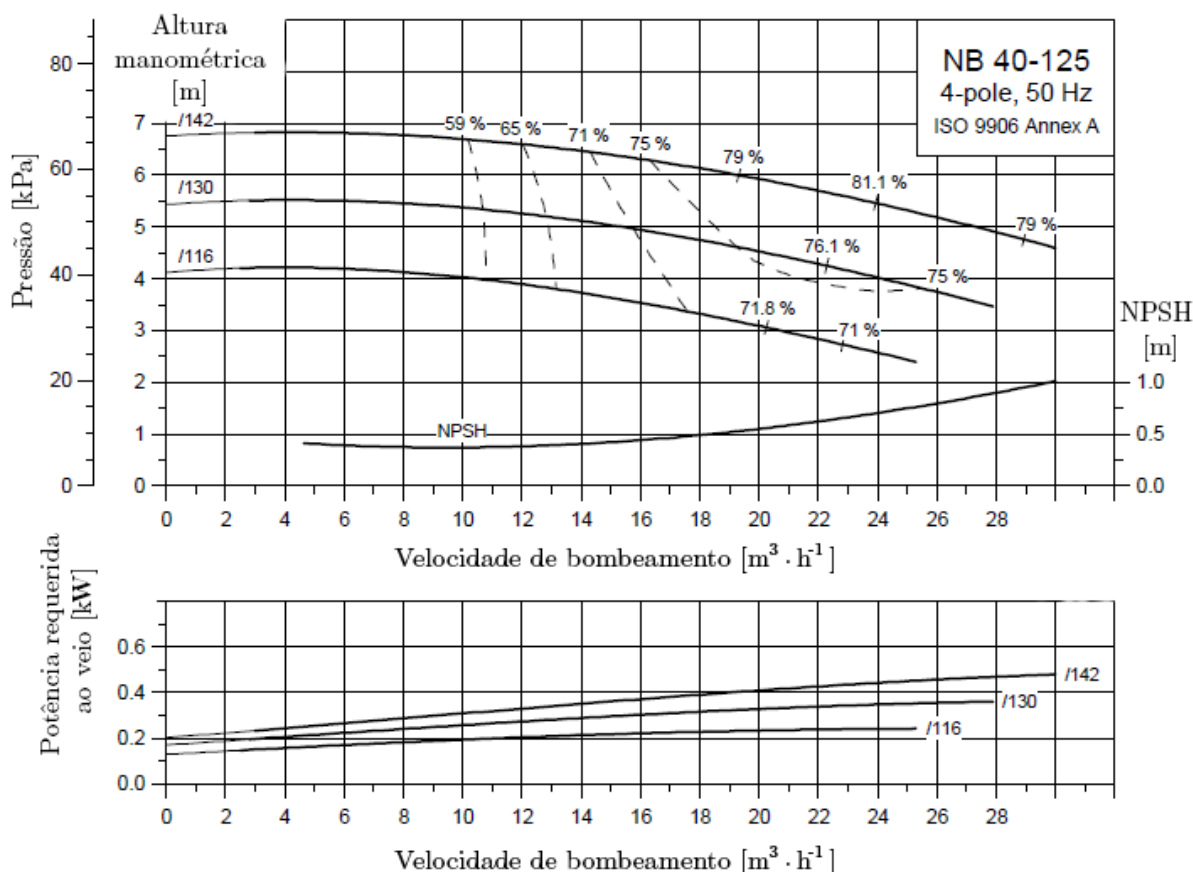


Figura 4.15 – Curva característica de GRUNDFOS NB 40-125/142 (adaptado de [21])

4.3.3 Reservatório

O sistema apresenta 2 reservatórios idênticos, um para cada grupo. Cada reservatório tem um volume de cerca de 0,840 m³ e não é um equipamento de série. O material de construção é aço inoxidável e a sua principal função é realizar a separação do ar e do condensado.

A temperatura do reservatório deve ser mantida entre os 40 °C e os 60 °C, sendo a medição da mesma realizada por um PT100. Sempre que existe utilização do vácuo, o escoamento entra no reservatório a uma temperatura da ordem dos 70 °C, levando a um aumento da temperatura do mesmo. Quando a temperatura do reservatório ultrapassa os 60 °C, o reservatório é arrefecido pela entrada de água à temperatura da rede, denominada na gíria por água industrial. Quando o reservatório se encontra a uma temperatura superior a 70 °C é apresentado um alerta no PLC e um colaborador deve-se dirigir ao reservatório e verificar a tubagem de arrefecimento.

4.3.4 Válvulas

Ao longo do circuito estão colocadas inúmeras válvulas com função de corte de fluxo, sendo a sua grande maioria válvulas de esfera. As válvulas podem ser acionadas por um atuador pneumático, porém sempre que uma válvula com este acionamento é instalada, é colocada também uma outra de acionamento manual (redundante).

As válvulas esféricas usadas são MECAFRANCE RA SERIES com ligações flangeadas, disponível em DN 8 – DN 250, representada na Figura 4.16.



Figura 4.16 – Válvula de esfera MECAFRANCE RA SERIES. [22]

Este tipo de válvulas tem no seu interior um disco esférico com uma cavidade que quando alinhada com a tubagem permite o escoamento, conforma exposto na Figura 4.17. Quando a válvula é atuada 90°, o escoamento é bloqueado.

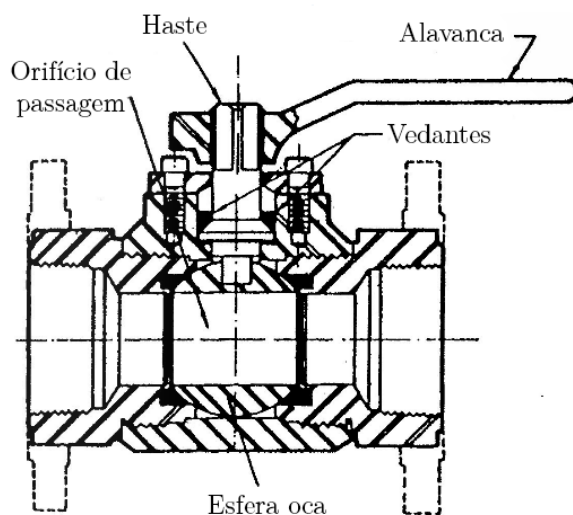


Figura 4.17 – Válvula de esfera em corte (adaptado de [14])

O atuador pneumático AMG SAD 15 é um atuador angular de duplo efeito, com variação angular entre 0-90°. Funciona segundo um sistema de pinhão/cremalheira e é acionado por uma pressão entre 2 e 8 bar. [23] O atuador está representado em corte na Figura 4.18.



Figura 4.18 – Atuador pneumático AMG SAD 15. [23]

Apesar das válvulas de esfera não apresentarem problemas no seu funcionamento, estas requerem a substituição periódica dos vedantes de teflon (2 em 2 anos), motivo que levou a empresa a procurar soluções que não necessitassem desta manutenção.

A solução encontrada, aplicada nas prensas mais recentes, foi colocar válvulas de pistão AIRTEC ROCKY VALVE TPC 2215, que apresentam atuação pneumática. Estas têm também vedantes em teflon, porém o fabricante garantiu que não era necessária a sua substituição periódica. Até ao momento, estas válvulas têm encravado quando a instalação pára, o que possivelmente estará relacionado com contração do vedante no arrefecimento. A válvula AIRTEC ROCKY VALVE TPC 2215 está representada na Figura 4.19.

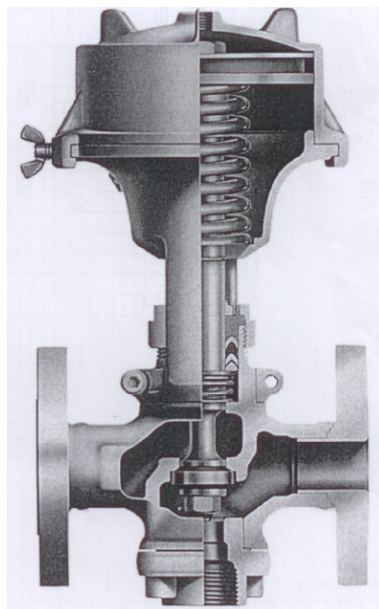


Figura 4.19 – Válvula de pistão AIRTEC ROCKY VALVE TPC 2215. [24]

Uma válvula de pistão permite regulação de caudal conforme a pressão que lhe for aplicada. A pilotagem da válvula promove o movimento axial do pistão, que por sua vez permite a passagem do escoamento pela válvula.

Cada linha de prensas tem junto da sua união com o canal principal uma válvula de corte de fluxo para permitir, caso necessário, a paragem de apenas uma linha. As válvulas instaladas são TTV WAFER, representada na Figura 4.20.



Figura 4.20 – Válvula de borboleta TTV WAFER. [25]

Estas válvulas são do tipo borboleta de acionamento manual, apresentando um funcionamento semelhante às válvulas de esfera. Porém, neste caso a perda de carga é superior, uma vez que o disco perturba o escoamento mesmo quando a válvula está totalmente aberta. Na Figura 4.21 está representada uma vista em corte da válvula em questão.

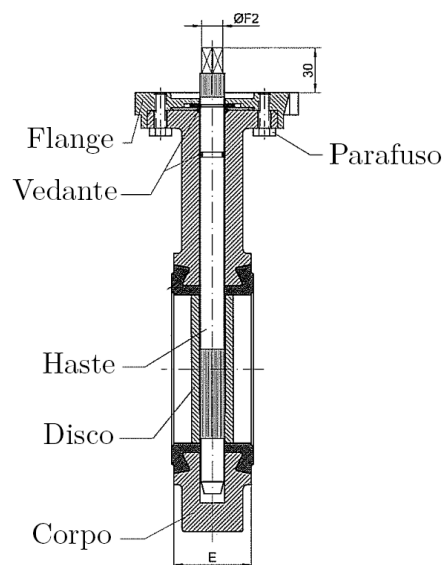


Figura 4.21 – Válvula de borboleta TTV WAFER. (adaptado de [25])

Na instalação existem válvulas atmosféricas, isto é, válvulas que promovem a entrada de ar exterior quando a pressão é demasiado baixa. Estas válvulas são válvulas de esfera com acionamento pneumático, idênticas às de corte de fluxo, apesar de terem uma função diferente no sistema.

4.3.5 Tubagens

As tubagens usadas na instalação são de aço sem costura Schedule 80, segundo a norma ASME B36.10M. Na instalação de vácuo existem tubos DN 40, DN 50, DN 80 e DN 100, cujas dimensões são apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Características geométricas para cada dimensão normalizada [26]

DN	NPS [in.]	Diâmetro Exterior [mm]	Espessura da Parede [mm]	Diâmetro Interior [mm]
40	1½	48,3	5,08	38,14
50	2	60,3	5,54	49,22
80	3	88,9	7,62	73,66
100	4	114,3	8,56	97,18

As tubagens do canal principal são DN 100, enquanto que as tubagens pertencentes às linhas das prensas (ramal secundário) são DN 80. As picagens de alimentação da prensa no ramal secundário tanto podem ser DN 40 como DN 50, dependendo se a prensa tem abertura das cavidades independente ou não, respetivamente. Na Figura 4.22 está representado um esquema explicativo das duas situações.

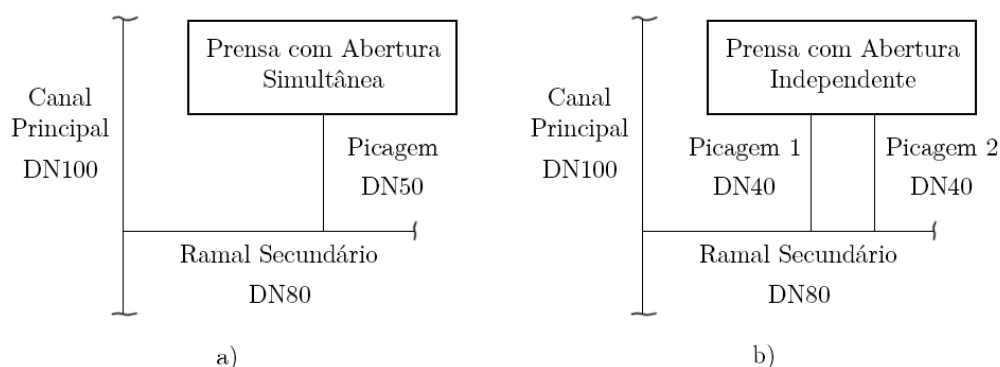


Figura 4.22 – Esquema das tubagens das prensas de abertura simultânea e de abertura independente.

A instalação tem dois tipos de materiais usados nas tubagens: aço inoxidável e aço ao carbono.

O aço inoxidável usado é o W1.4404 segundo a norma DIN, também denominado 316L segundo a norma ASTM A240. Este material foi colocado apenas em parte do grupo 2, mais concretamente, nos canais 7 e 8 e na tubagem desde o reservatório do grupo 2 até ao canal 8 (canal principal). As restantes tubagens do grupo 2 e de todo o grupo 1 são em aço ao carbono A106-B segundo a norma ASTM A106. A composição química destes dois materiais é apresentada na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Composição química dos dois aços usados em tubagens [15, 16]

ASTM	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	N	Cu	V
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
A240 316L	0,030	2	0,045	0,030	0,75	16-18	10-14	2-3	0,10	-	-
A106-B	0,30	0,29-1,06	0,035	0,035	0,10	0,40	0,40	0,15	-	0,40	0,08

Os tubos em aço inoxidável apresentam algumas desvantagens como a difícil soldadura, a necessidade de juntas de dilatação devido à elevada expansão térmica e apresentam maior frequência de fugas comparativamente ao aço ao carbono. O aço ao carbono apresenta maiores problemas de corrosão que o aço inoxidável, embora não seja a uma frequência insuportável.

4.3.6 Arrefecimento

O volume a aspirar encontra-se inicialmente a cerca de 100 °C, pelo que é necessário arrefecê-lo para minimizar o consumo energético das bombas de vácuo. O arrefecimento é efetuado por duas vias: transferência de calor por convecção e radiação para o ambiente e também por acréscimo de água à temperatura da rede.

A temperatura de cada canal é controlada na junção deste com o canal principal, sendo que um valor usual de temperatura neste ponto situa-se em torno dos 75 °C. A abertura da válvula que regula a entrada de água no escoamento é realizada de forma manual com base no valor de temperatura medido.

A minimização do consumo energético está diretamente ligada ao facto de a menores temperaturas o ar apresentar uma massa volúmica menor, pelo que ocupa menos volume para a mesma massa. Certo é que a água introduzida aumentará o consumo de energia para o bombeamento de condensado, porém este custo é bastante menor.

4.3.7 Filtros

Entre o reservatório e a bomba de condensado está colocado um filtro SPX AIRPEL SERIES OV, representado na Figura 4.23.



Figura 4.23 – Filtro SPX AIRPEL SERIES OV. [27]

Estes são projetados para remover sólidos presentes em escoamentos de líquidos para um cesto, que pode ser limpo. O filtro é limpo uma vez por semana, sendo substituído quando se apresente notoriamente degradado. Na Figura 4.24 está representado o funcionamento do referido filtro.

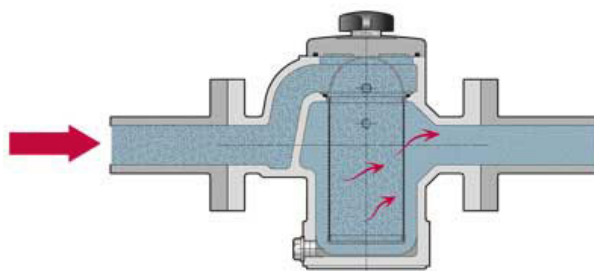


Figura 4.24 – Funcionamento do filtro. [27]

4.3.8 Instrumentos de medição

Ao longo das tubagens existem manómetros de Bourdon que permitem medir a pressão do vácuo. Junto aos manómetros estão colocados transdutores de pressão ENDRESS HAUSER PMC133 1M1F2P6A3E, representado na Figura 4.25, que enviam a pressão mensurada através de um sinal elétrico para o autómato.



Figura 4.25 - ENDRESS HAUSER PMC133. [28]

A pressão gerada promove o deslocamento da membrana com uma célula cerâmica, cuja variação da capacidade medida pelos elétrodos é proporcional à pressão, como apresentado na Figura 4.26. O transdutor é capaz de medir pressões de -1 bar(r) até 1 bar(r) com uma precisão de $\pm 0,5\%$ com certificado de linearidade. A transmissão do sinal é feita em corrente com a intensidade a variar entre 4 e 20 mA. [28]

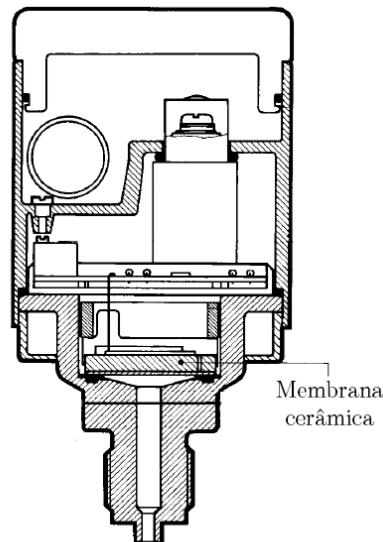


Figura 4.26 – Vista em corte de ENDRESS HAUSER PMC133. (adaptado de [28])

A medição da temperatura é da responsabilidade do PT100 com transmissão do sinal em corrente até ao PLC, com a intensidade a variar entre 4 e 20 mA.

4.3.9 PLC

De forma a facilitar a monitorização de toda a instalação de vácuo foi instalado um PLC, como o representado na Figura 4.27.



Figura 4.27 – SIEMENS PLC S7400. [29]

Ao autômato chega não só a informação dos transdutores de pressão e temperatura, mas também das bombas de vácuo e condensado que estão em funcionamento. A abertura das válvulas atmosféricas é algo que também é monitorizado. Na Figura 4.28 está representada a interface do PLC.

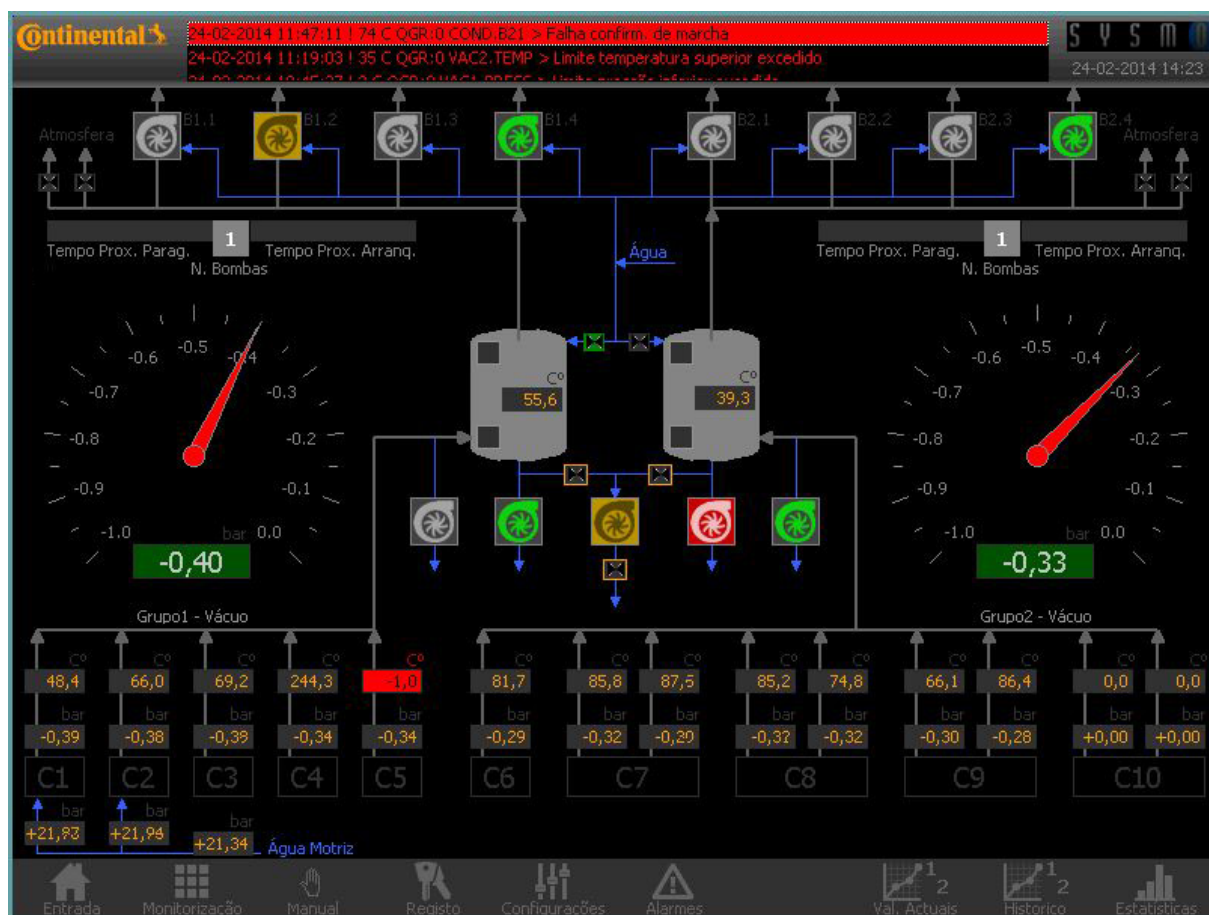


Figura 4.28 – Interface do PLC.

Note-se que a interface, tal como a instalação está dividida em dois grupos: a parte esquerda relativa ao grupo 1, enquanto que a direita relativa ao grupo 2.

A parte superior diz respeito às bombas de vácuo que estão em funcionamento e também à abertura das válvulas atmosféricas.

A parte inferior mostra a informação relativa às temperaturas e pressões de cada canal, desde 1 ao 10. Os canais 7 a 10 apresentam dois valores para cada um, pois como já foi referido no capítulo 4.1, estes possuem dois ramais secundários a partir do canal principal.

Na parte central está disponível a informação relativa ao reservatório (nível e temperatura) e às bombas de condensado, sendo a bomba central (a amarelo) a bomba GRUNDFOS.

Por último, a pressão mensurada junto da central de produção de vácuo relativa a cada grupo é mostrada através do manómetro representado.

O código de cores usado no PLC é simples:

- Verde – disponível e em funcionamento;
- Cinzento – disponível mas não está em funcionamento;
- Amarelo – modo manual;
- Vermelho – indisponível.

Outra funcionalidade importante do autómato é registar sempre que a instalação opera fora dos parâmetros desejados, referidos no capítulo 4.2, gravando os alertas.

4.3.10 Tanque aberto

O tanque aberto é um recipiente para onde escoam todos os condensados provenientes da instalação de vácuo, a fim de serem bombeados para a estação de tratamento de águas.

4.4 Problemas da instalação

4.4.1 Alertas do PLC

O PLC grava um histórico de alertas com o objetivo de melhorar o controlo do processo, sendo posteriormente exportados e tratados numa folha de cálculo. Na Tabela 4.4 estão representados dados agrupados por grupo e tipo, referentes ao período de 19:00h de 21/03/2014 até 11:00h de 27/03/2014.

Tabela 4.4 – Alertas da instalação de vácuo por grupo e tipo

		Grupo 1	Grupo 2	Total		
Pressão	Vácuo excessivo	174	219	393	47,2%	49,8%
	Vácuo escasso	0	21	21	2,5%	
Temperatura	Excessiva no reservatório	3	63	66	7,9%	8,1%
	Sonda com leitura fora dos limites	1	0	1	0,1%	
Avaria	Bomba de vácuo 2	0	6	6	0,7%	1,1%
	Bomba de vácuo 3	0	3	3	0,4%	
Reservatório	Nível máximo excedido	0	42	42	5,0%	5,0%
Confirmação de marcha	Bomba de vácuo 1	3	6	9	1,1%	35,7%
	Bomba de vácuo 2	0	6	6	0,7%	
	Bomba de vácuo 3	21	6	27	3,2%	
	Bomba de vácuo 4	15	0	15	1,8%	
	Bomba de condensado reservatório	0	51	51	6,1%	
	Bomba de condensado purga	0	189	189	22,7%	
N.º de bombas	2 bombas mais de 5 minutos	0	3	3	0,4%	0,4%
Total		217	615	832		
Porcentagem		26,1%	73,9%			

Note-se que o alerta “Confirmação de marcha” é uma indicação que a bomba não atingiu as condições de regime permanente no tempo pré-determinado e o alerta “Sonda com leitura fora dos limites” é uma indicação que a sonda retornou um valor fora da gama admissível pré-definida.

Da análise destes dados, importa referir que o grupo 2 apresenta maior quantidade de alertas, cerca de 74%. Relativamente ao tipo de alerta, metade são relativos a pressão, sendo que na outra metade se destaca a falha de confirmação de marcha das bombas.

Dentro da pressão, a presença de vácuo excessivo na instalação é dominante face à escassez de vácuo, pelo que se pode concluir que nos dois grupos houve períodos em que a requisição de vácuo ao grupo foi baixa. Apenas o grupo 2 apresenta escassez de vácuo, o que demonstra debilidade deste grupo em cobrir as condições requeridas pelo processo.

A temperatura excessiva no reservatório ocorre com maior frequência no grupo 2, evidenciando problemas de arrefecimento, aliados à incapacidade de responder com sucesso à requisição de caudal imposta pelo processo, que se evidencia pelo aumento da pressão no grupo.

O grupo 2 apresentou avarias das bombas de vácuo 2 e 3, enquanto que o grupo 1 não apresentou qualquer avaria.

O nível máximo do depósito foi excedido no grupo 2 várias vezes, o que indica mau funcionamento das bombas de condensado.

Verifica-se que em ambos os grupos existiram alertas de falha de confirmação de marcha, sobretudo a bomba de condensado da purga antes do reservatório do grupo 2.

Note-se que não houve nenhuma situação no grupo 1 em que duas bombas trabalhassem simultânea e continuamente durante 5 minutos, o que indica que o grupo 1 apresentou boa capacidade de resposta para a utilização requerida no referido período.

4.4.2 Problemas

Um dos problemas desta instalação é a localização errada da central de produção do grupo 2, o que provoca perdas de carga em linha desnecessárias. Por outro lado, as centrais de produção dos dois grupos apresentam bombas exatamente iguais para número de prensas diferentes, uma vez que o número de prensas existentes no grupo 2 é de 153, muito superior às 101 prensas do grupo 1. Para além disso, a produção de pneus de maior dimensão ocorre sobretudo no grupo 2. Estes motivos justificam o pior desempenho do grupo 2, caracterizado por recorrer demasiadas vezes ao funcionamento simultâneo de mais que uma bomba para suportar a requisição de caudal e pressão. Por

vezes, o caudal evacuado das prensas do canal mais afastado da central é demasiado baixo, evidente pelo tempo moroso de aspiração do diafragma.

A temperatura do ar é elevada, sobretudo no grupo 2, o que leva a um maior gasto energético por parte das bombas. A causa deste problema pode ser o controlo manual da abertura das válvulas de arrefecimento nos canais. Um controlo automático direcionado para uma determinada temperatura objetivo tornaria mais preciso o controlo de temperatura.

A remoção dos condensados é conseguida através do consumo de ar comprimido, quando poderia ser feita de forma gratuita por gravidade, ou então, por hipótese, reduzir o consumo utilizando bombas elétricas. Para além do gasto de operação, estas bombas introduzem ar no sistema de vácuo e avariam frequentemente.

O controlo da produção de vácuo é reduzido, pecando pela falta de valores instantâneos relativos a cada bomba, tais como caudal a debitar, pressão, consumo elétrico, caudal de selante introduzido, rendimento e temperatura.

A deteção da localização das fugas é um aspeto que em termos produtivos seria muito benéfico, uma vez que permitiria minimização do número de prensas afetadas em caso de paragem para resolução das fugas.

As tubagens da instalação de vácuo apresentam incrustações, pelo que quando ocorre a paragem da instalação, estas desprendem-se, bloqueando o escoamento nas tubagens, válvulas e outros componentes.

5 Estimativa de Parâmetros

A pressão pretendida na linha junto das prensas para a correta aspiração do diafragma é de -0,30 bar(r). Pretende-se estimar o caudal de condensado a ser retirado do sistema de vácuo, bem como o caudal de ar a ser evacuado pelo grupo das bombas de vácuo, de forma a se realizar o dimensionamento das tubagens e componentes do sistema.

5.1 Estimativa das cavidades a usar vácuo em simultâneo

Para cada prensa dispõe-se dos ciclos de pressão de cada uma das suas cavidades, isto é, 508 ciclos de pressão diários, cada um deles com um número variável de ciclos de produção, como os dois expostos na Figura 5.1.

Os dados utilizados para a estimativa referem-se a um dia, entre as 08:00 de 02/10/2013 e as 08:00 de 03/10/2013, em que 19,9% das cavidades não apresentaram qualquer ciclo de produção, isto é, 101 cavidades em 508.

A queda abrupta de pressão, por volta dos 12 minutos do ciclo, indica a realização da drenagem, que dura entre 30 a 60 segundos. Após este período, durante um dado intervalo de tempo ocorre a utilização do vácuo, tempo este que varia conforme a “receita” de cada pneu, porém pode-se considerar um valor de 20 segundos como aquele que contém a maioria dos casos.

Na Figura 5.1 está representado a cinzento o período de utilização de vácuo.

Recorrendo a programação para automatizar o processo, obteve-se para cada segundo do dia, o número de cavidades a serem aspiradas. Na Figura 5.2 está representado uma amostra de 10 minutos dos dados obtidos.

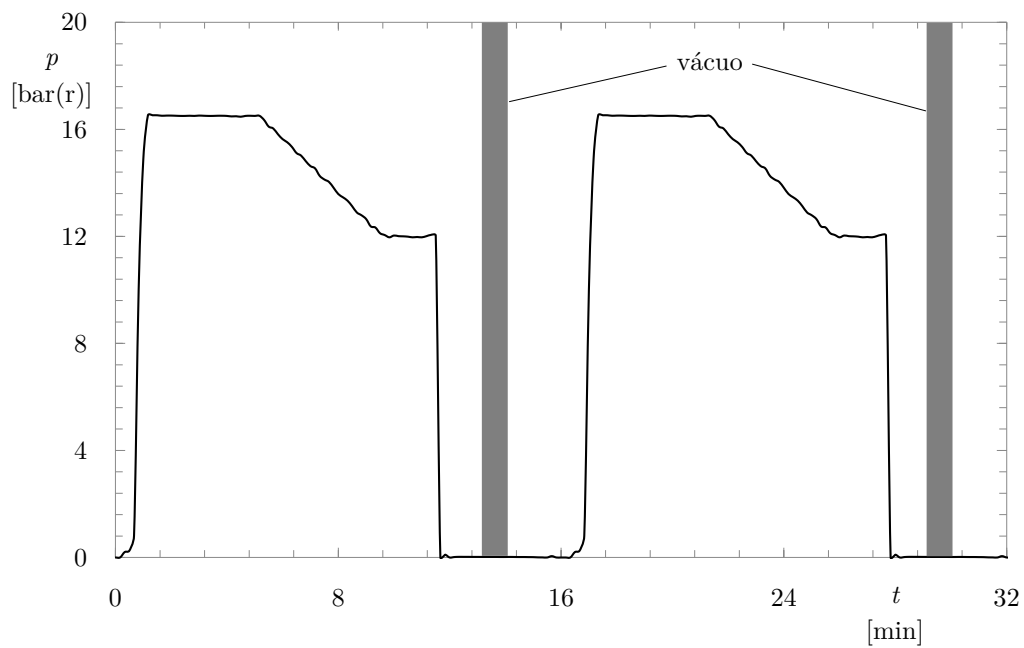


Figura 5.1 – Identificação do período de utilização de vácuo.

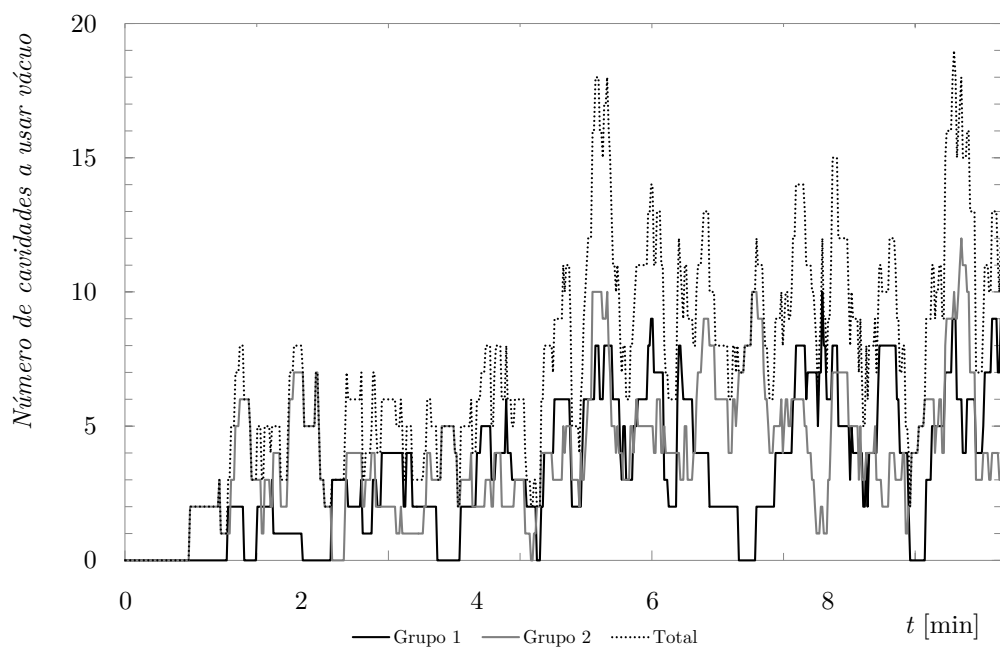


Figura 5.2 – Amostra de 10 minutos do número de cavidades a usar vácuo.

Os dados foram contabilizados de forma total, ou dividida pelos grupos 1 e 2. Estes dados podem ser tratados e transformados numa tabela de frequências, como exposto na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Tabela de frequências de número de cavidades abertas

Número de cavidades	Grupo 1		Grupo 2		Total	
	Freq. Absoluta	Freq. Relativa	Freq. Absoluta	Freq. Absoluta	Freq. Absoluta	Freq. Relativa
0	6145	7,11%	1248	1,44%	131	0,15%
1	1847	2,14%	3239	3,75%	214	0,25%
2	15589	18,04%	6500	7,52%	771	0,89%
3	4834	5,59%	9458	10,95%	1585	1,83%
4	18018	20,85%	11463	13,27%	2586	2,99%
5	5272	6,10%	12317	14,26%	4017	4,65%
6	13785	15,95%	11045	12,78%	5448	6,31%
7	4023	4,66%	9580	11,09%	6644	7,69%
8	7826	9,06%	7439	8,61%	7738	8,96%
9	2196	2,54%	5146	5,96%	8136	9,42%
10	3590	4,16%	3571	4,13%	8301	9,61%
11	1044	1,21%	2290	2,65%	7841	9,08%
12	1246	1,44%	1372	1,59%	7025	8,13%
13	391	0,45%	823	0,95%	6178	7,15%
14	337	0,39%	386	0,45%	5121	5,93%
15	92	0,11%	274	0,32%	4120	4,77%
16	93	0,11%	127	0,15%	3091	3,58%
17	25	0,03%	40	0,05%	2418	2,80%
18	22	0,03%	47	0,05%	1680	1,94%
19	13	0,02%	23	0,03%	1204	1,39%
20	10	0,01%	8	0,01%	843	0,98%
21	2	0,00%	0	0,00%	526	0,61%
22	0	0,00%	4	0,00%	331	0,38%
23	0	0,00%	0	0,00%	188	0,22%
24	0	0,00%	0	0,00%	103	0,12%
25	0	0,00%	0	0,00%	59	0,07%
26	0	0,00%	0	0,00%	34	0,04%
27	0	0,00%	0	0,00%	25	0,03%
28	0	0,00%	0	0,00%	22	0,03%
29	0	0,00%	0	0,00%	9	0,01%
30	0	0,00%	0	0,00%	6	0,01%
31	0	0,00%	0	0,00%	4	0,00%
32	0	0,00%	0	0,00%	0	0,00%
33	0	0,00%	0	0,00%	1	0,00%

Os dados expostos na Tabela 5.1 podem ser representados graficamente como nas Figura 5.3, Figura 5.4 e Figura 5.5, referentes respectivamente ao grupo 1, grupo 2 e total.

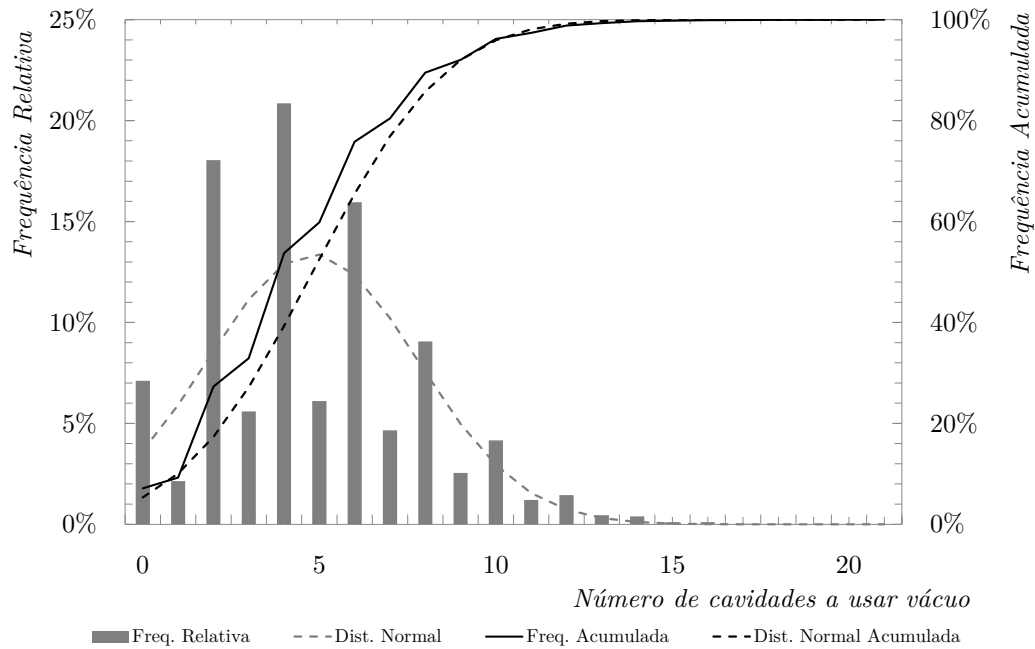


Figura 5.3 – Número de cavidades a usar vácuo no grupo 1.

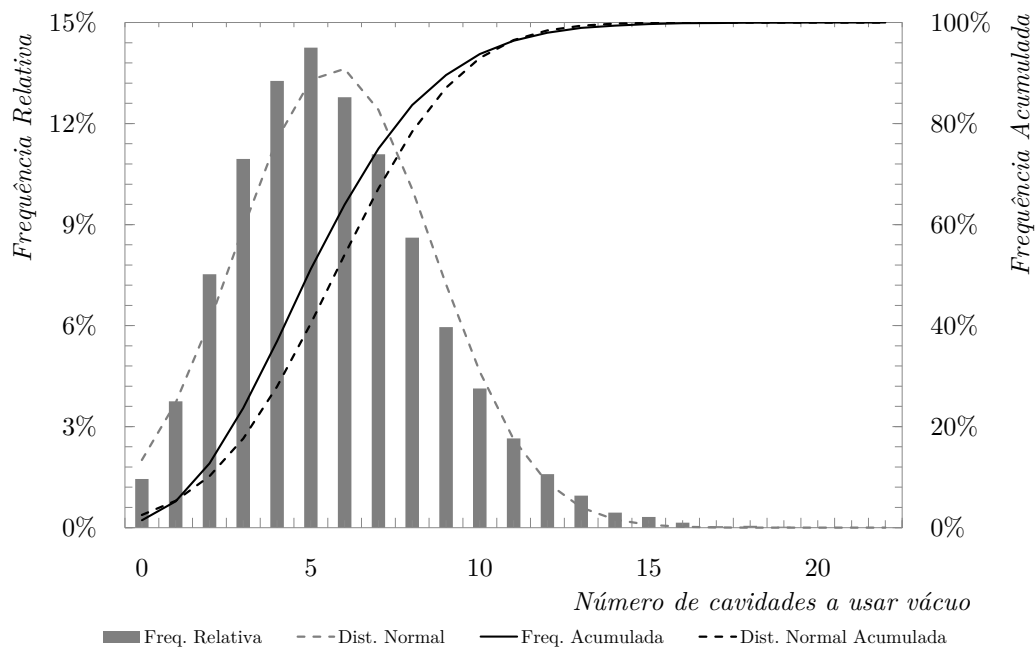


Figura 5.4 – Número de cavidades a usar vácuo no grupo 2.

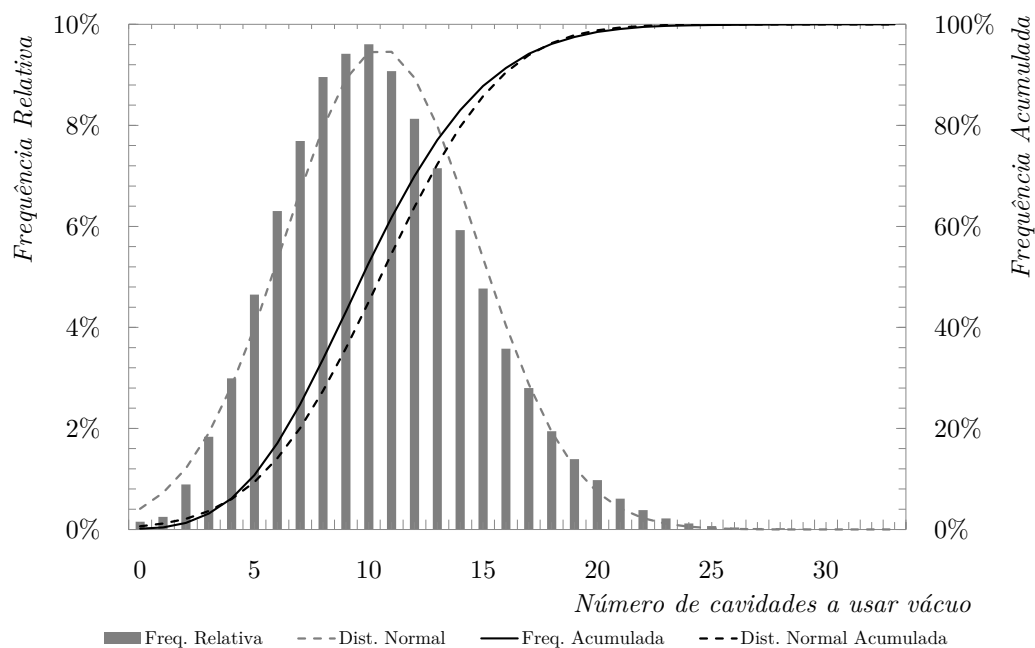


Figura 5.5 – Número de cavidades a usar vácuo na instalação total.

Na Tabela 5.2 estão apresentados os principais parâmetros da estatística descritiva aplicada aos dados obtidos.

Tabela 5.2 – Estatística descritiva aplicada aos dados obtidos

Parâmetro	Grupo 1	Grupo 2	Total
Média	4,81	5,71	10,52
Mediana	4	5	10
Moda	4	5	10
Desvio Padrão	2,98	2,91	4,19
Variância da Amostra	8,87	8,47	17,56
Curtose	0,35	0,45	0,15
Assimetria	0,62	0,58	0,41
Mínimo	0	0	0
Máximo	21	22	33

Como seria de esperar, o valor médio do grupo 2 é superior ao do grupo 1, uma vez que este apresenta maior número de prensas. Relativamente aos histogramas do grupo 2 e da instalação total, estes aproximam-se bem de uma distribuição normal, tendo uma ligeira assimetria para a esquerda. No caso do grupo 1, o ajuste a uma distribuição normal não é adequado, no entanto, fica a ideia de os dados se ajustarem bem a duas distribuições normais, uma para os número pares e outra para os números ímpares. Este fenómeno pode ser explicado pelo facto do grupo 1 ser constituído apenas por prensas de abertura simultânea, por isso é natural que os números pares

apresentem maior frequência, uma vez que apenas as prensas que tem uma cavidade operacional contribuem para os números ímpares. Isto não acontece no grupo 2 porque este apresenta uma percentagem considerável de prensas de abertura independente, levando também a que o histograma da instalação total não sofra deste fenómeno, pois o número de prensas do grupo 2 é mais elevado do que o do grupo 1.

5.2 Estimativa do caudal de condensado

5.2.1 Contagem dos impulsos das bombas de condensado

As bombas de condensado são de deslocamento positivo, pelo que o valor do caudal debitado pode ser obtido pela contagem dos impulsos de funcionamento das bombas. Na Tabela 5.3 está exposto o número de impulsos de funcionamento das bombas para uma amostra de 1 hora e, consequentemente, o caudal debitado.

Tabela 5.3 – Caudal debitado pelas bombas de condensado

		Número de impulsos por hora	Volume por ciclo [l]	Caudal de condensado [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]
Grupo 1	Reservatório	70	15	1050
	Purga	276	15	4140
Grupo 2	Reservatório	261	19,3	5037
	Purga	154	19,3	2972

O caudal mássico de condensado é obtido multiplicando o número de impulsos por hora pelo volume de água bombeado em cada ciclo, tendo em conta a massa volúmica da água.

O grupo 1 e o grupo 2 debitam em média $5190 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ e $8009 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ de condensado, respetivamente, o que leva a que a instalação total apresente um caudal de condensado de $13\,199 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

5.2.2 Estimativa teórica com base na termodinâmica

Sabe-se que o objetivo é aspirar um volume de vapor equivalente ao volume interior do pneu, sendo que este varia entre $0,025 \text{ m}^3$ e $0,084 \text{ m}^3$ consoante o modelo do pneu. Para a estimativa do caudal considerou-se o valor máximo, o que resulta num coeficiente de segurança.

Para esta análise definem-se 5 estados termodinâmicos da água evacuada: dentro do diafragma após a drenagem, dentro do diafragma após a abertura do vácuo,

arrefecimento, purga e reservatório. Na Tabela 5.4 são expostas, para cada estado termodinâmico, a massa volúmica e a entalpia.

Tabela 5.4 – Propriedades termodinâmicas dos diferentes pontos de interesse [30]

		p [mbar]	T [°C]	ρ [kg · m ⁻³]	h [kJ · kg ⁻¹]
1	Após a drenagem	1000	99,6	0,5902	2675
2	Após abertura no vácuo	700	90,0	0,4310	2616
3	Arrefecimento	4000	20	1000	87,59
4	Purga	600	60	983,2	251,2
5	Reservatório	600	40	992,2	167,5

Após a drenagem, o diafragma está preenchido por vapor saturado à pressão da linha de drenagem (atmosférica). A este estado termodinâmico corresponde a massa volúmica de 0,5902 kg · m⁻³. Considerando um volume de 0,084 m³, este corresponde a uma massa de vapor de 0,050 kg. Tendo em conta o número de ciclos diários de 55 000, o caudal de vapor total é de 114,6 kg · h⁻¹, como mostrado na equação (5.1).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \frac{0,050 \cdot 55000}{24} = 114,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5.1)$$

Quando existe abertura da linha de vácuo ocorre uma expansão isentrópica, levando a que esteja a uma temperatura de 90 °C. Este caudal é arrefecido por introdução de um determinado caudal de água industrial a uma pressão de 3 bar(r) e a uma temperatura de 20 °C. Antes do reservatório existe uma purga em que a água sai a 60 °C, enquanto que a água retirada do reservatório encontra-se a uma temperatura de 40 °C. Visto que não se sabe qual a percentagem de caudal que se retira na purga, considera-se que todo o caudal atinge o reservatório de forma a maximizar o caudal de condensado a retirar, uma vez que vai ser introduzido um maior caudal de água de arrefecimento.

Pode-se estabelecer um sistema de equações (5.2) composto por uma equação de energia e uma equação de continuidade, desde o ponto 2 até ao ponto 5.

$$\begin{cases} \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_5 \cdot h_5 \\ \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_5 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \dot{m}_3 = 3511,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \\ \dot{m}_5 = 3626,0 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \end{cases} \quad (5.2)$$

A aspiração das prensas que compõe a instalação total leva a que seja bombeado 3626 kg · h⁻¹ de condensado. Este valor em comparação com o valor medido é muito menor, o que leva a concluir que o vapor na realidade não está saturado. Considera-se um título de 5% dentro do diafragma após a drenagem, correspondente a uma massa de condensado de 0,980 kg e a uma massa de vapor de 0,049 kg. Em volume torna-se uma hipótese mais credível, uma vez que dos 0,084 m³ a serem evacuados, apenas 0,00097

m³ são condensado (1,2%). Importa referir que a superfície rugosa do diafragma pode levar ao armazenamento local de pequenas quantidades de condensado, impedindo-os de serem drenados. Na Tabela 5.5 são expostas, para cada estado termodinâmico, a massa volúmica e a entalpia.

Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas dos diferentes pontos de interesse [30]

		p	T	ρ	h
		[mbar]	[°C]	[kg · m ⁻³]	[kJ · kg ⁻¹]
1	Após a drenagem	1000	99,6	11,67	530,4
2	Após abertura no vácuo	700	90,0	0,4310	526,9
3	Arrefecimento	4000	20	1000	87,59
4	Purga	600	60	983,2	251,2
5	Reservatório	600	40	992,2	167,5

Considerando o número de ciclos diários de 55 000, o caudal de vapor total é de 2358,1 kg · h⁻¹, como mostrado na equação (5.3).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \frac{(0,980 + 0,049) \cdot 55000}{24} = 2358,1 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (5.3)$$

Pode-se estabelecer um sistema de equações (5.4) composto por uma equação de energia e uma equação de continuidade, desde o ponto 2 até ao ponto 5.

$$\begin{cases} \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_5 \cdot h_5 \\ \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_5 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \dot{m}_3 = 10605,7 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \\ \dot{m}_5 = 12963,8 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \end{cases} \quad (5.4)$$

Considerando a hipótese que existe restos de condensado no diafragma (1,2% em volume), obtém-se um valor de caudal de condensado a escoar de 12 963,8 kg · h⁻¹ que se aproxima do valor medido de 13 199 kg · h⁻¹.

5.3 Estimativa do caudal de ar a evacuar

Na instalação não se dispõe de um medidor de caudal de ar, pelo que o seu valor apenas pode ser estimado. O caudal de ar evacuado do sistema têm três origens: acionamento das bombas de condensado SPIRAX, troca de diafragmas e entradas de ar não propositadas. Apenas a primeira origem pode ser quantificada com a informação disponível.

A válvula de exaustão das bombas de condensado está ligada diretamente ao vácuo para equilíbrio de pressões, pelo que o ar comprimido após o bombeamento do fluido vai escapar para a linha de vácuo. O caudal mássico de ar que as bombas de condensado fornecem ao sistema de vácuo pode ser estimado considerando que o volume total da bomba é ocupado por ar comprimido a 6 bar(r). Após o bombeamento

do condensado, a pressão dentro da bomba terá de baixar para -0,4 bar(r), o que se traduz na saída de 0,103 kg por ciclo no caso das bombas de 15 l, correspondente a 0,160 m³ a uma pressão -0,4 bar(r) e a uma temperatura de 50 °C, parâmetros característicos do sistema de vácuo. No caso das bombas de 19,3 l, a massa que sai por ciclo é de 0,133 kg correspondente a 0,206 m³ a uma pressão -0,4 bar(r) e a uma temperatura de 50 °C.

As bombas de 15 l, associadas ao grupo 1, apresentam 346 impulsos por hora, originando um caudal de ar a evacuar do sistema de 55,4 m³ · h⁻¹. As bombas de 19,3 l, associadas ao grupo 2, apresentam 415 impulsos por hora, originando um caudal de ar a evacuar do sistema de 85,5 m³ · h⁻¹.

Sabe-se que o grupo 1 opera normalmente apenas com uma bomba de vácuo com capacidade de debitar 120 m³ · h⁻¹, enquanto que o grupo 2 opera normalmente com 1 ou 2 bombas ativas com capacidade de debitar entre 120 e 240 m³ · h⁻¹. Note-se que cerca de 50% do ar a ser evacuado está a ser introduzido na instalação de forma propositada, que poderia ser evitado. O restante caudal evacuado do sistema não pode ser quantificado, porém sabe-se que depende do número de fugas e da frequência de substituição de diafragmas que promovem a entrada de ar.

5.4 Estimativa do ar comprimido

A instalação apresenta produção de ar comprimido de alta pressão a 13 bar(r) e de baixa pressão a 8 bar(r), obtida através do uso de vários compressores.

Em termos médios, para a alta pressão produz-se de 93,3 m³ · min⁻¹, em débito de ar livre, através do recurso a uma potência elétrica de 760 kW.

Em termos médios, para a baixa pressão produz-se 38,3 m³ · min⁻¹, em débito de ar livre, com recurso a 264 kW.

As condições de referência são 20 °C e 1 bar.

O caudal de ar comprimido gasto para o acionamento das bombas de condensado é proveniente da linha de baixa pressão, igual a 55,4 m³ · h⁻¹ no caso do grupo 1 e 85,5 m³ · h⁻¹ no caso do grupo 2. Em termos globais, traduz-se num caudal de ar comprimido de 140,9 m³ · h⁻¹, isto é, 2,35 m³ · min⁻¹. Note-se que ainda é necessário converter este caudal para as condições de referência, uma vez que está associado a uma temperatura de 50 °C e a uma pressão de -0,4 bar(r).

O caudal de ar comprimido em débito de ar livre é 1,28 m³ · min⁻¹.

Pode-se concluir que a potência elétrica gasta para acionamento das bombas de condensado do sistema de vácuo é 8,8 kW, o que equivale a uma energia diária de 211,2 kWh. Em 2013, o fator de emissão de CO₂ associado à geração de eletricidade em

Portugal foi de 0,142 kg_{CO2e}/kWh. [31] Recorrendo-se a outra forma de bombear os condensados no sistema de vácuo evitar-se-ia o gasto elétrico diário de 211,2 kWh e a emissão diária de 29,99 kg de CO₂ equivalente.

5.5 Estimativa da perda de carga da instalação atual

5.5.1 Hipóteses consideradas

Na estimativa das perdas de carga foram consideradas 4 situações distintas:

- Situação 1 – Caudal médio de condensado sem incrustações na tubagem;
- Situação 2 – Caudal médio de condensado com incrustações na tubagem;
- Situação 3 – Caudal máximo de condensado sem incrustações na tubagem;
- Situação 4 – Caudal máximo de condensado com incrustações na tubagem.

Note-se que a situação 1 corresponde ao caudal médio de condensado na instalação apresentado no capítulo 5.2.1, que se considera ocorrer quando o número de cavidades a usar vácuo corresponde ao valor médio presente nos histogramas da Figura 5.3 e Figura 5.4.

Nas situações 3 e 4 considerou-se uma estimativa do caudal de condensado retirado na situação de número máximo de cavidades abertas em simultâneo. No caso do grupo 1, o valor máximo é 21 cavidades em simultâneo, o que equivale a 4,37 vezes o valor médio. No caso do grupo 2, o valor máximo é 22 cavidades em simultâneo, o que equivale a 3,85 vezes o valor médio. A relação entre o valor médio e o valor máximo serviu de base para a estimativa do caudal máximo, partindo dos valores de caudal médio do capítulo 5.2.1.

Nas situações 2 e 4 considera-se a presença de uma espessura de incrustação de 5 mm, que é uma hipótese válida tendo em conta a inspeção visual das tubagens.

Na Figura 5.6 estão representadas a cinza escuro as 5 cavidades consideradas ativas por grupo para a estimativa usando o caudal médio, valor que se encontra próximo da média por grupo, como visto no capítulo 5.1. Considerou-se uma cavidade ativa por canal, sendo essa a que estivesse mais afastada da central de produção para maximizar a perda de carga em linha. O caudal total de condensado aspirado das prensas é dividido equitativamente pelo número de cavidades ativas em cada grupo. Na estimativa para o caudal máximo, para além das cavidades a cinza escuro, também as assinaladas a cinza claro são consideradas ativas. Considerou-se quatro cavidades ativas por canal, o que é equivalente à requisição máxima de vácuo na instalação.

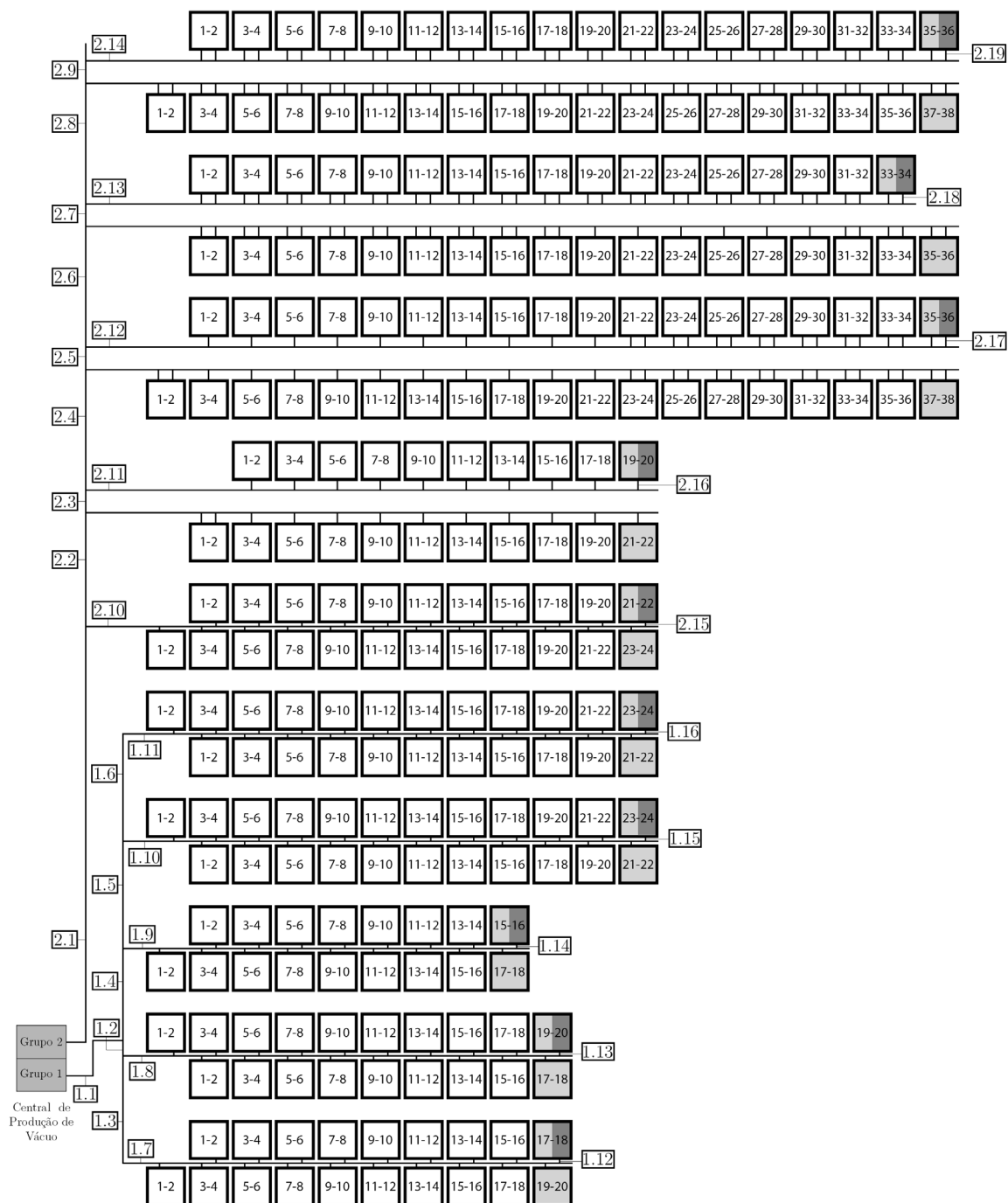


Figura 5.6 – Prensas ativas e numeração dos troços.

Os coeficientes de perda de carga localizada associados a cada acessório estão apresentados na Tabela 5.6, obtidos com base na informação presente no capítulo 3.3.2.

Tabela 5.6 – Coeficiente de perda de carga de cada tipo de acessório

Acessório	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula	
	Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta
Coeficiente	0,2	0,3	1	0,2	0,3	0,05	2

Para cada troço da tubagem foi feito o levantamento dos acessórios, permitindo o cálculo do coeficiente de perda de carga localizada, representado na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço

Troço	Aumento de Secção	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula		Total
		Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta	
1.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
1.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.5	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.6	0	0,2	0	0	0	0,3	0	0	0,5
1.7	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.8	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.9	0,2	3,2	0,6	0	0	0,3	0	2	6,3
1.10	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
1.11	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
1.12	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.13	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.14	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.15	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.16	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
2.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
2.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.5	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.6	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.7	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.8	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.9	0	0,4	0	0	0	0,3	0	0	0,7
2.10	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
2.11	0,2	1,8	0,6	0	0,2	0	0	2	4,8
2.12	0,2	4,8	0,6	0	0,2	0	0	2	7,8
2.13	0,2	6,4	0,6	0	0,2	0	0	2	9,4
2.14	0,2	6,8	0,6	0	0,2	0	0	2	9,8
2.15	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,1	0	0,9
2.16	0,3	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1
2.17	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
2.18	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
2.19	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2

Note-se que os valores apresentados na Tabela 5.7 resultam da multiplicação do número de acessórios de cada tipo pelo respetivo valor unitário de perda de carga localizada, presente na Tabela 5.6. O coeficiente de perda de carga associado a um aumento de secção foi obtido com base na Figura 3.3 e aplicado no troço de menor secção.

Os parâmetros considerados para o caudal e para a espessura de incrustação presente nas tubagens são apresentados na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]		Espessura de Incrustação [mm]
	Grupo 1	Grupo 2	
1	5190	8009	0
2	5190	8009	5
3	22680	30835	0
4	22680	30835	5

Cada troço encontra-se numerado e apresenta um determinado diâmetro de tubagem, cujas principais características estão expostas na Tabela 5.9, sendo a rugosidade considerada constante e igual a 0,045 mm.

Tabela 5.9 – Características geométricas para cada dimensão normalizada [26]

DN	NPS [in.]	Diâmetro Exterior [mm]	Espessura da Parede [mm]	Diâmetro Interior [mm]	Área de Passagem [cm ²]
40	1½	48,3	5,08	38,14	11,4
50	2	60,3	5,54	49,22	19,0
80	3	88,9	7,62	73,66	42,6
100	4	114,3	8,56	97,18	74,2

Para o cálculo da perda de carga considera-se que o condensado ocupa toda a conduta e que a perda de carga introduzida pelo ar é desprezável. Note-se que esta hipótese é válida, uma vez que uma parte significativa do caudal de ar entra no sistema próximo da central de produção proveniente do acionamento das bombas de condensado e para além disso, a massa volúmica do ar é 1000 vezes mais pequena que a da água.

Para simplificação do cálculo, considera-se as propriedades da água para um só estado em todo o sistema: 80 °C e -0,4 bar(r). Nestas condições, a água tem uma massa volúmica de $983,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ e uma viscosidade dinâmica de $4,66 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

O cálculo da perda de carga tem como base o estudo abordado no capítulo 3.3, recorrendo-se à equação (3.8) para a estimativa do fator de fricção de Darcy.

A perda de carga total é a soma da perda de carga em linha e da perda de carga localizada, provenientes das equações (3.6) e (3.9), respetivamente. Note-se que as perdas de carga mencionadas são alturas manométricas, o que multiplicando-se por $\rho \cdot g$ é equivalente a uma perda de pressão.

5.5.2 Resultados

No Anexo A são apresentados os resultados em cada troço para cada situação. Agrupando as perdas de carga de cada troço, pode-se obter a diferença de pressão entre cada canal e a central de produção para se poder escoar o caudal desejado.

Na Tabela 5.10 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 5.10 – Perda de carga até cada canal

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,014	0,017	0,019	0,020	0,020
2	0,005	0,005	0,005	0,006	0,006	0,022	0,029	0,033	0,034	0,034
3	0,055	0,054	0,056	0,059	0,059	0,178	0,186	0,200	0,205	0,207
4	0,092	0,091	0,092	0,096	0,097	0,279	0,290	0,312	0,320	0,323

Considere-se que as bombas de vácuo estão a trabalhar com o objetivo de manter a pressão no reservatório do grupo 1 de -0,40 bar(r) e do grupo 2 de -0,42 bar(r). Na Tabela 5.11 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 5.11 – Pressão em cada canal

Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-0,397	-0,397	-0,397	-0,397	-0,397	-0,406	-0,403	-0,401	-0,400	-0,400
2	-0,395	-0,395	-0,395	-0,394	-0,394	-0,398	-0,391	-0,387	-0,386	-0,386
3	-0,345	-0,346	-0,344	-0,341	-0,341	-0,242	-0,234	-0,220	-0,215	-0,213
4	-0,308	-0,309	-0,308	-0,304	-0,303	-0,141	-0,130	-0,108	-0,100	-0,097

Na Figura 5.7 está representada a pressão em cada canal para cada situação.

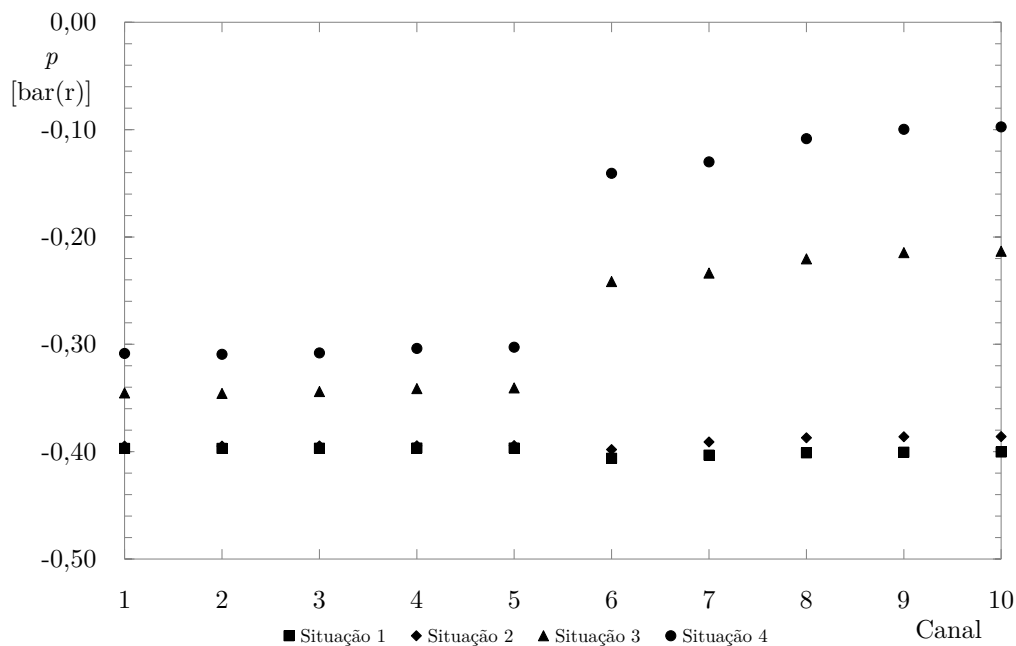


Figura 5.7 – Pressão em cada canal.

5.5.3 Discussão dos resultados

Em primeiro lugar, realçar que os valores obtidos são coerentes com os valores que se verificam nos transdutores de pressão instalados em cada canal.

Quando o número de prensas a requisitar vácuo em simultâneo está dentro da média, a perda de carga no sistema é baixa, ascendendo a uma máximo de 0,03 bar. Porém, em situações de caudal máximo, que ocorrem em menos de 0,1% do tempo, a perda de carga ascende a 0,32 bar.

O grupo 1, mesmo em situação de caudal máximo, apresenta na prensa a pressão de -0,30 bar(r), adequada à correta aspiração do diafragma. Porém, o grupo 2 na situação de caudal máximo apresenta uma perda de carga tão elevada que a pressão obtida é muito alta, não permitindo a correta aspiração do diafragma. Apesar de ocorrerem de forma ocasional, a situação de caudal máximo é crítica e deve-se garantir a pressão adequada à aspiração do diafragma.

A presença de incrustações na tubagem apresenta um papel relevante na perda de carga, provocando aumentos até 100%.

Com base na análise dos dados presentes no Anexo A, pode-se concluir que os troços 2.1 a 2.9 apresentam perda de carga excessiva, causada por velocidade excessiva. Para minimizar a perda de carga nos referidos troços, poder-se-ia proceder à substituição da tubagem DN 100 por uma tubagem DN 125. Na Tabela 5.12 são expostas as principais características da tubagem DN 125, em que a rugosidade é igual a 0,045 mm.

Tabela 5.12 – Características geométricas para DN 125 [26]

DN	NPS [in.]	Diâmetro Exterior [mm]	Espessura da Parede [mm]	Diâmetro Interior [mm]	Área de Passagem [cm ²]
125	5	141,3	9,53	122,3	117,4

Apenas o grupo 2 será afetado por esta alteração, por isso apenas serão feitos cálculos para os canais 6 a 10. Note-se que apenas a situação de caudal máximo será explorada, segundo duas possibilidades 3* e 4*, como exposto na Tabela 5.13.

Tabela 5.13 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [kg · h ⁻¹] Grupo 2	Espessura de Incrustação [mm]
3*	30835	0
4*	30835	5

No Anexo A são apresentados todos os resultados para esta análise.

Na Tabela 5.14 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 5.14 – Perda de carga até cada canal com a alteração da tubagem

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]				
	6	7	8	9	10
3*	0,073	0,068	0,075	0,077	0,078
4*	0,109	0,099	0,111	0,114	0,115

Na Tabela 5.15 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 5.15 – Pressão em cada canal

Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]				
	6	7	8	9	10
3*	-0,347	-0,352	-0,345	-0,343	-0,342
4*	-0,311	-0,321	-0,309	-0,306	-0,305

Na Figura 5.8 está representada a pressão em cada canal para cada situação.

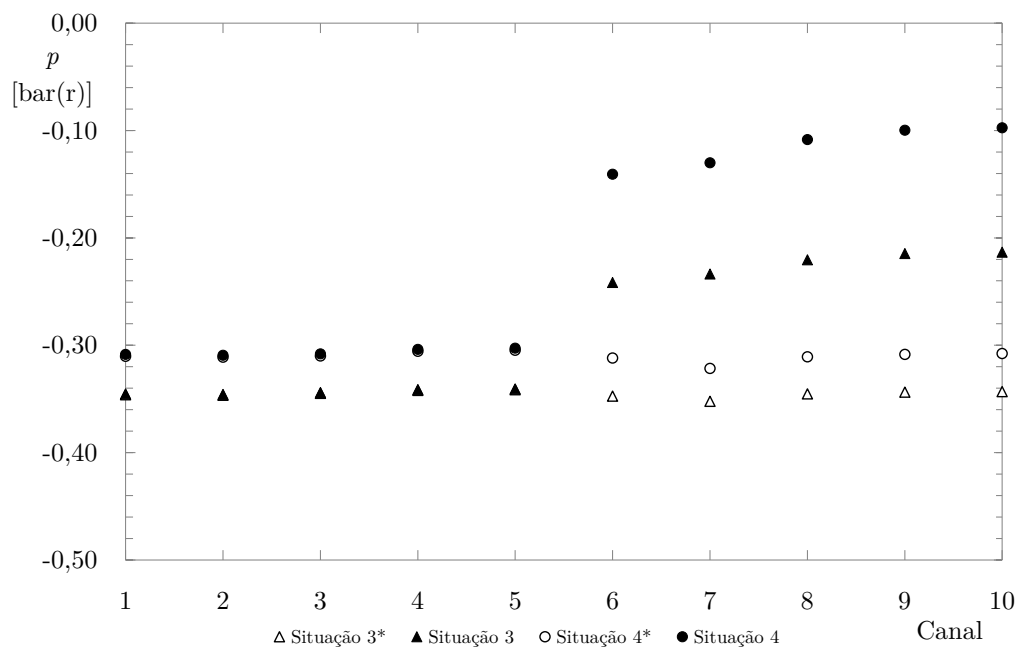


Figura 5.8 – Pressão em cada canal.

A alteração da tubagem apresenta grande benefício, uma vez que a perda de carga do grupo 2 seria da mesma ordem de grandeza que no grupo 1, constituindo um sistema mais equilibrado. Na Figura 5.8 é visível que mesmo para a situação de caudal máximo, consegue-se junto da prensa a pressão de -0,30 bar(r).

6 Alterações Propostas à Instalação Atual

Este capítulo consiste na exposição das alterações sugeridas ao sistema de vácuo, nomeadamente no modelo, nos componentes constituintes e no controlo do mesmo.

6.1 Regimes de escoamento

De acordo com a classificação presente no capítulo 2.1, o vácuo utilizado na instalação é denominado baixo vácuo. Para este nível de vácuo, os fenómenos relatados nos capítulos 2.5 e 2.8 como adsorção, absorção e permeabilidade de gases têm mínima ocorrência.

Visto que o número de Reynolds é superior a 2300, o regime do escoamento é viscoso turbulento, como se pode verificar nos resultados presentes no Anexo A relativos ao capítulo 5.5. O dimensionamento das tubagens tem como base o capítulo 3.3, uma vez que se trata de escoamento viscoso.

6.2 Central de produção de vácuo

O funcionamento da central de produção de vácuo depende da presença de 4 elementos cruciais: tubagem para transporte do fluido, bomba de vácuo para geração do potencial de transporte, reservatório para separação do vácuo/condensado e bombas de condensado para remoção do condensado do sistema. O sistema sugerido continuará a contar com estes elementos, porém a forma como é feito o controlo dos parâmetros do processo é que se pretende alterar.

A colocação de mais equipamentos de medição permitirá um melhor controlo do processo de aspiração de condensado, pois para se obter estabilidade no processo é necessário controlar e para controlar é necessário medir.

Sugere-se que o controlo das bombas de vácuo e de condensado deixe de ser *on-off*, passando a ser ajustável às necessidades do sistema. No caso das bombas de vácuo, controlar-se-ia o parâmetro pressão, enquanto que no caso das bombas de condensado,

o controlo estaria associado ao nível do reservatório. Estas soluções serão aprofundadas nos capítulos 6.4 e 6.5.

Na Figura 6.1 está representada de forma esquemática a instalação sugerida, na qual é evidente que as alterações face à solução atual são a remoção da purga antes do reservatório no canal principal e a recirculação de selante das bombas de vácuo.

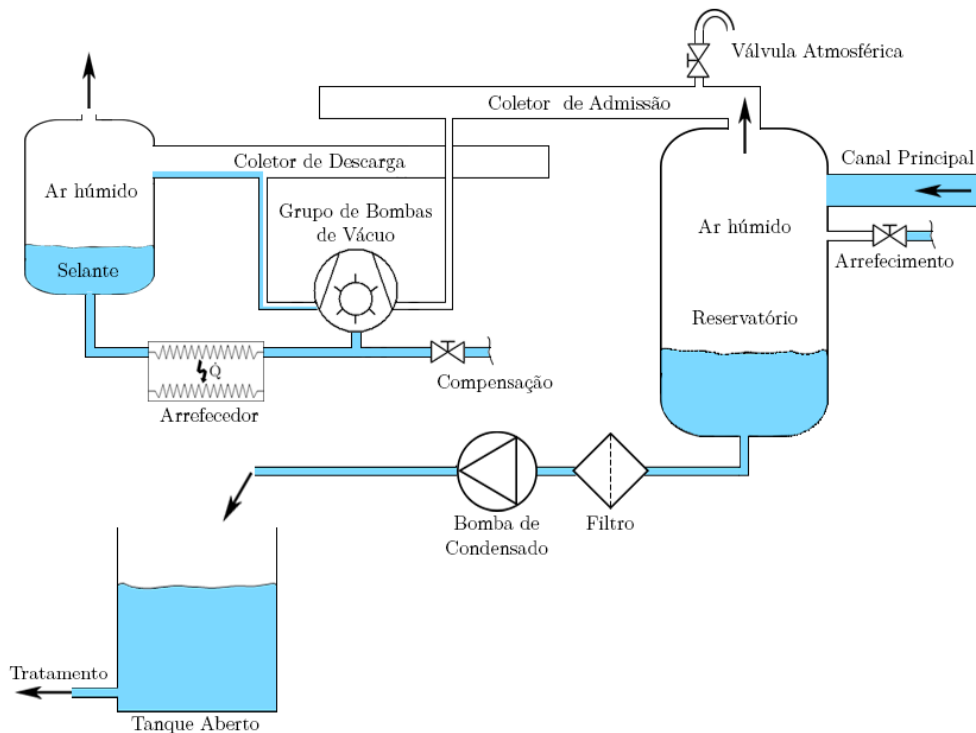


Figura 6.1 – Esquema da central de produção de vácuo sugerida.

A purga de condensado foi uma solução adotada pela empresa porque as bombas de condensado não tinham capacidade de resposta face às necessidades, o que não se verifica se as bombas de condensado apresentarem maior capacidade de débito de caudal. Apenas se deve realizar a purga do condensado após a separação efetuada no reservatório, de modo a garantir a correta divisão dos dois fluidos.

Na instalação atual ocorre a mistura de água com necessidade de tratamento proveniente das prensas e água sem necessidade de tratamento proveniente das bombas de vácuo. O selante apenas necessita de ser arrefecido, pelo que a montagem de um pequeno circuito para reaproveitamento do selante, diminuiria a quantidade de água a ser tratada e por isso seria benéfica em termos económicos e ambientais. O circuito é composto por um separador e um permutador de calor, sendo que o ar aspirado do sistema é descarregado para a atmosfera no separador. Por sua vez, o arrefecedor permite manter o selante abaixo da temperatura limite de funcionamento das bombas de vácuo, cerca de 50 °C. Note-se a presença de uma válvula de compensação com a finalidade de repor a evaporação do selante.

6.3 Componentes

A escolha dos componentes presentes na instalação é na sua grande maioria adequada, porém existe algumas sugestões a fazer.

6.3.1 Bombas de vácuo

O tipo de bomba de vácuo é o adequado, pois ocorre aspiração de um processo com quantidades de água relevantes, o que leva a que o ar de trabalho esteja húmido saturado, constituindo ótimas condições de trabalho para uma bomba de anel de água.

6.3.2 Bombas de condensado

As bombas de condensado não são as adequadas ao sistema, pois introduzem na linha de vácuo ar que tem de ser retirado, para além de retirem a água de forma pulsada, o que leva a instabilidade na pressão do sistema. Uma solução passaria por ter a central de produção de vácuo uns 5 metros acima do tanque de recolha de condensados, para permitir a evacuação do condensado do reservatório por gravidade.

Outra solução passaria pela instalação de bombas elétricas em cada reservatório com regulação da velocidade de rotação, como abordado no capítulo 6.5. A colocação de bombas elétricas permite uma redução substancial do consumo elétrico, uma vez que a potência requerida para acionar o motor de uma bomba elétrica é de 0,55 kW, muito menor que a fração de 8,8 kW do compressor de ar para acionamento das bombas SPIRAX determinada no capítulo 5.4.

6.3.3 Reservatório

No caso do grupo 2, ocorre ocasionalmente o enchimento total do tanque por diversas razões que leva à falha do sistema de vácuo. A colocação de bombas de condensado adequadas solucionará este problema, porém se o reservatório tiver maior capacidade a probabilidade de acontecer esta falha é menor. Uma maior capacidade do reservatório também permite absorver melhor as flutuações de pressão, uma vez que o sistema apresenta maior inércia.

6.3.4 Válvulas

As válvulas de esfera são as que impõem ao escoamento menor perda de carga, pelo que devem ser utilizadas sempre que possível, apesar da necessidade de substituição dos vedantes.

6.3.5 Tubagens

O material das tubagens recomendado é o aço ao carbono A106-B com base nos problemas de dilatação térmica apresentados pelo aço inoxidável. Embora no plano teórico fosse esperado um melhor desempenho do aço inoxidável, verificou-se maior ocorrência de fugas face ao aço ao carbono.

Quanto à dimensão da tubagem, no capítulo 5.5.3 concluiu-se que os troços 2.1 a 2.9 apresentam uma dimensão que não era adequada para a situação de caudal máximo, pelo que se recomenda a sua substituição por tubagem DN 125.

6.3.6 Arrefecimento

A verdade é que se pretende retirar do sistema uma certa massa de água proveniente das prensas, contudo, devido ao arrefecimento, a massa de água retirada da instalação é cerca de cinco vezes a inicial. Por outras palavras, introduz-se no sistema para arrefecimento 82% do condensado que se retira no final.

O contacto direto entre fluidos apresenta maior eficiência no arrefecimento, que o recurso a permutadores de calor. Uma hipótese alternativa seria aspirar o condensado sem o arrefecer e apenas arrefecer o ar no coletor de admissão, entre o reservatório e o grupo de bombas de vácuo. Note-se que num sistema em que a perda de carga imposta ao sistema é um fator crucial, a colocação de um permutador não era benéfico neste ponto de vista. Para além disso, o ar tem menor coeficiente de transferência de calor que a água.

A solução atual parece ser a mais adequada tendo em conta as limitações do sistema, embora o controlo da temperatura devesse ser mais rigoroso. Recomenda-se a implementação de eletroválvulas cuja abertura é controlada tendo em conta o *feedback* da temperatura, como apresentado na Figura 6.2.

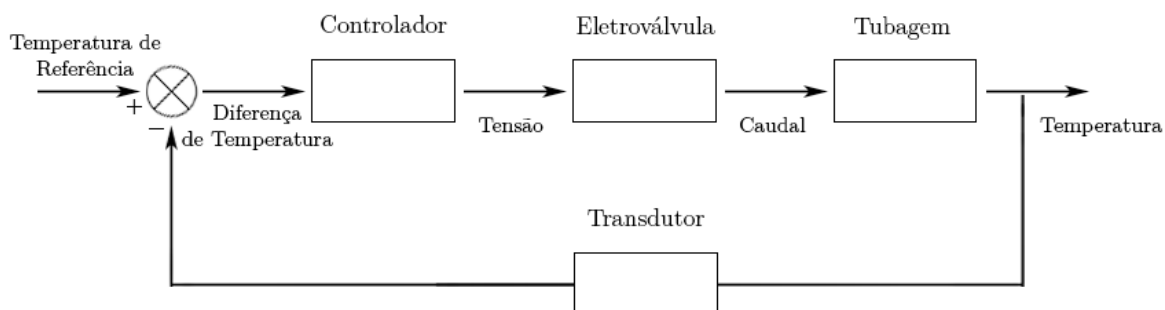


Figura 6.2 – Diagrama de blocos para o controlo da temperatura.

6.3.7 Filtros

Para evitar a acumulação de incrustações nas tubagens poder-se-ia filtrar à saída das prensas, porém deve-se ter em conta a perda de carga introduzida. Na Figura 6.3 está representada a perda de carga do filtro SPX AIRPEL SERIES OV.

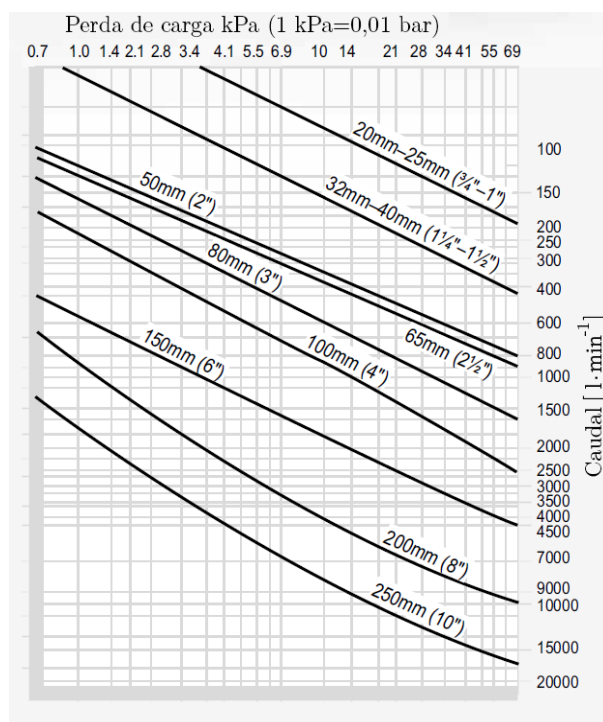


Figura 6.3 – Perda de carga introduzida pelo filtro SPX AIRPEL SERIES OV. [32]

Na situação 4 exposta no capítulo 5.5, o caudal que escoia no troço à saída da prensa (troço 2.15) é de $3,14 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, o que corresponde a $51,45 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Para a dimensão DN 50, tendo em conta fatores de correção, a perda de carga é inferior a 0,7 kPa, ficando mesmo fora dos limites do gráfico. Conclui-se portanto, que em termos de perda de carga, mesmo em situação de caudal máximo, a colocação do filtro à saída da prensa é apropriada. Recomenda-se também a criação de um plano de manutenção para limpeza dos filtros, de forma a prevenir colmatação e consequente bloqueio da tubagem.

6.3.8 Instrumentos de medição

Os transdutores de pressão e temperatura usados na instalação são adequados à finalidade requerida, uma vez que a sua precisão é suficiente.

O desconhecimento dos caudais em causa torna o controlo do processo de aspiração menos eficaz. A necessidade de se conhecer o caudal de selante introduzido nas bombas pode ser resolvida recorrendo a um caudalímetro económico como o de turbina. Já na medição do ar aspirado por cada bomba de vácuo, os caudalímetros usados têm de introduzir na instalação uma perda de carga reduzida. Uma solução mais

económica seria uma tubeira de Venturi, enquanto que uma solução mais dispendiosa seria um caudalímetro térmico mássico.

Para se realizar o controlo das bombas de condensado é necessário em cada instante conhecer o nível de condensado no reservatório. O medidor do tipo flutuador com medição contínua do nível é adequado às necessidades.

Note-se que todos estes equipamentos de medição devem ter transmissão em corrente de 4 a 20 mA para conexão ao PLC e consequente controlo do processo.

6.3.9 PLC

O PLC apresenta um ambiente de trabalho bastante intuitivo, mostrado na Figura 4.30, porém este deveria estar sempre disponível enquanto se utiliza os menus alternativos. O mesmo é dizer que o sistema deveria apresentar dois ecrãs: o ambiente de trabalho e outro para os restantes menus. Sugere-se também que o segundo ecrã seja tátil, porque torna a utilização do mesmo mais rápida e eficiente, uma vez que não é necessário percorrer uma série de opções uma a uma até se chegar à opção pretendida.

6.3.10 Tanque aberto

O tanque aberto da instalação é adequado à funcionalidade esperada.

6.4 Controlo do nível de vácuo

6.4.1 Controlo atual

Quando uma bomba de vácuo apresenta excesso de produção para as necessidades instantâneas são abertas as válvulas atmosféricas que funcionam como um *bypass*, pois parte do caudal bombeado é proveniente da atmosfera, ou seja, fora do sistema. As bombas trabalham sempre à sua capacidade nominal, desperdiçando energia para recircular ar de fora do sistema.

6.4.2 Introdução do variador de frequência

O controlo das bombas de vácuo por variador de frequência adequa o caudal debitado pelas bombas às necessidades da instalação, traduzindo-se numa poupança de energia face à solução atual. A variação de frequência de alimentação do motor leva à variação da velocidade de rotação do motor, traduzindo-se num consumo elétrico mais baixo quando comparado com o funcionamento sempre à velocidade de rotação nominal.

O controlo deste sistema está representado na Figura 6.4 na forma de um diagrama de blocos.

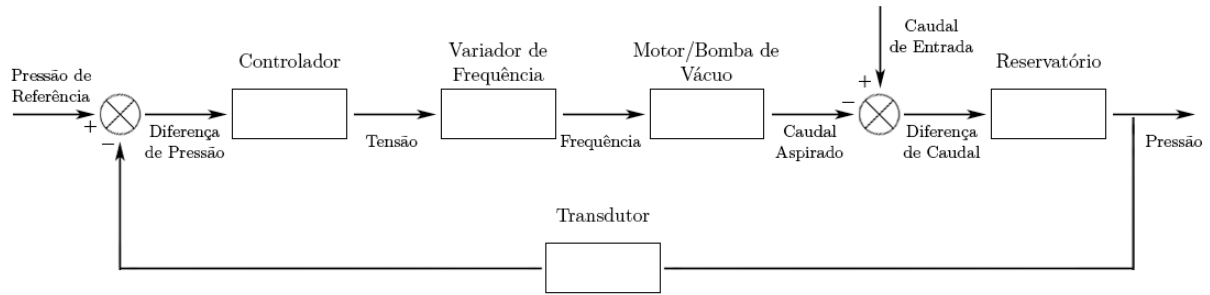


Figura 6.4 – Diagrama de blocos para o controlo do nível de vácuo.

O controlador impõe uma tensão ao variador de frequência consoante a diferença de pressão que o reservatório apresente em relação à pressão de referência pré-definida. O caudal de entrada, ou seja, o caudal proveniente do sistema que se pretende evacuar, aumenta a pressão do reservatório, enquanto que o caudal aspirado pelas bombas de vácuo diminui a pressão no mesmo. A pressão dentro do reservatório, lida pelo transdutor a cada instante, depende do valor destes dois caudais e constitui o *feedback* necessário ao controlo do sistema.

6.4.3 Estimativa da poupança de energia

Segundo [33], uma bomba de vácuo de anel líquido com 18,8 kW pode operar de forma estável entre as 1000 e as 1750 rpm. A operação estável está diretamente relacionada com a velocidade mínima do rotor que é função da razão de compressão ou nível de vácuo. Caso se trabalhe abaixo deste mínimo, o anel líquido colapsa originando instabilidade no sistema. Pode-se estabelecer uma relação aproximada entre o caudal debitado e a velocidade de rotação do motor, como descrito na equação (6.1).

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.1)$$

Pode-se estabelecer uma relação aproximada entre a potência requerida ao veio e a velocidade de rotação do motor, como descrito na equação (6.2).

$$\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.2)$$

Os fabricantes das bombas de vácuo presentes na instalação não possuem curvas para frequências diferentes das da alimentação da rede (50 e 60 Hz). Sendo assim, fundamenta-se o ponto de vista usando um exemplo alternativo de bomba de vácuo de anel de água: EDWARDS LR1A200 pois foi a bomba encontrada com curvas características para diferentes velocidades de rotação (1300, 1450 e 1750 rpm). A bomba de vácuo referida apresenta as curvas de velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema representadas na Figura 6.5, para ar seco a 20 °C.

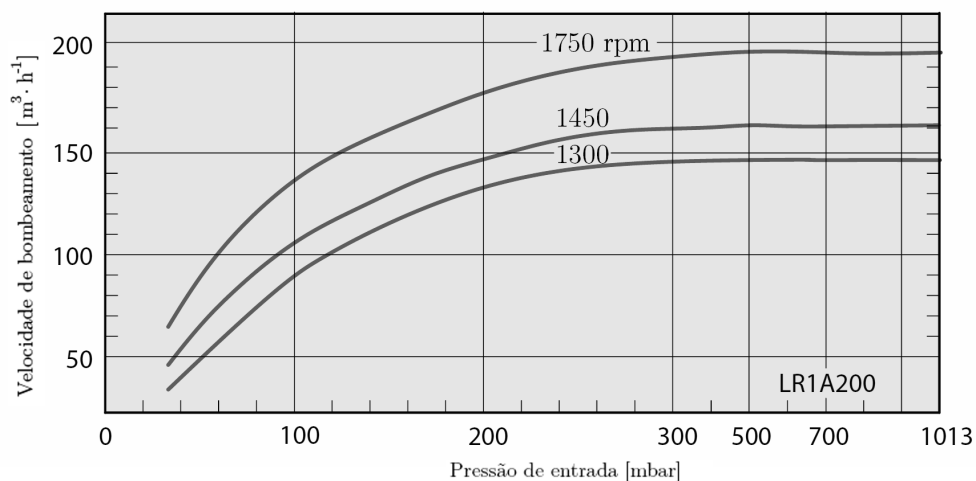


Figura 6.5 – Curvas da velocidade de bombeamento em função da pressão do sistema para a bomba EDWARDS LR1A200 (ar seco a 20 °C). [34]

As curvas da potência elétrica requerida em função da pressão estão representadas na Figura 6.6.

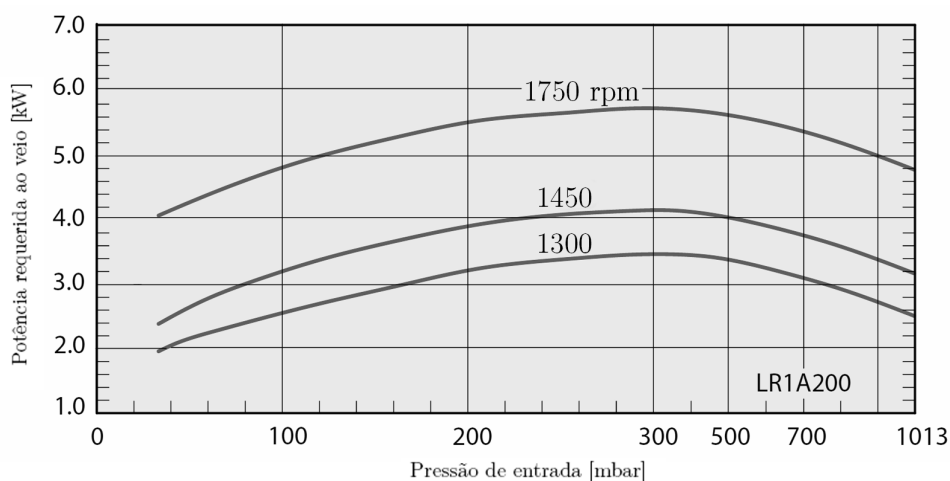


Figura 6.6 – Curvas de potência requerida em função da pressão do sistema para a bomba EDWARDS LR1A200 (ar seco a 20 °C). [34]

Na Tabela 6.1 estão representados os pontos de interesse para a pressão do sistema (600 mbar).

Tabela 6.1 – Pontos de interesse da bomba EDWARDS LR1A200		
Velocidade de rotação [rpm]	Velocidade de Bombeamento $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	Potência Elétrica Requerida [kW]
1300	146	3,20
1450	160	4,00
1750	196	5,32

O caso de estudo será o grupo 2 que, conforme exposto no capítulo 5.1, apresenta um valor médio de 5,71 cavidades abertas em simultâneo e um desvio padrão de 2,91, ajustando-se bem a uma distribuição normal. Considerando que o valor médio de ar aspirado é $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, a distribuição do caudal ao longo do tempo pode ser descrita pela seguinte distribuição normal apresentada na Figura 6.7.

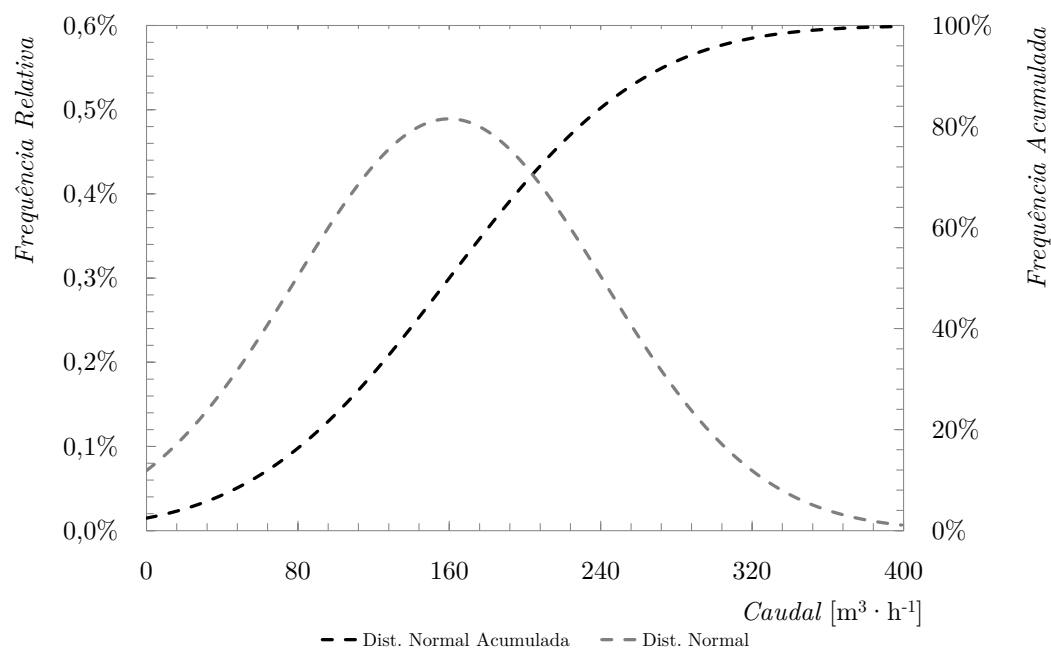


Figura 6.7 – Distribuição do caudal de ar aspirado no grupo 2.

A distribuição normal representada é caracterizada por um valor médio de $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ e um desvio padrão de $81,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Este último é o resultado do produto entre desvio padrão de cavidades a usar vácuo do grupo 2 e a razão entre valores médios considerados.

A bomba de vácuo selecionada para a estimativa de poupança de energia apresenta um caudal máximo de $196 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pelo que a partir deste valor de caudal são necessárias duas bombas, resultando em diferentes combinações de velocidade de rotação. Na Tabela 6.2 estão representados os valores de caudal debitado a preto e de potência elétrica requerida a cinzento para as diferentes combinações.

Tabela 6.2 – Dados para as combinações de ω da bomba EDWARDS LR1A200

ω [rpm]	1300	1450	1750
1300	292 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 6,4 kW	306 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 7,2 kW	342 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 8,52 kW
1450		320 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 8 kW	356 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 9,32 kW
1750			392 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 10,64 kW

Para simplificação dos cálculos e uma vez que apenas se conhecem valores para três velocidades de rotação, definem-se várias gamas de caudal para o funcionamento da bomba, sempre considerando que operam a essas velocidades de rotação. Para cada gama de caudal, a bomba trabalha na velocidade de rotação mínima que consiga responder às necessidades. A energia gasta é sobrestimada porque entre as velocidades de rotação consideradas existe uma evolução desconhecida do caudal e da potência, o que leva a uma maior poupança de energia face ao considerado.

Na Tabela 6.3 estão representadas a potência e a energia consumida com e sem o variador para as diferentes gamas de caudais.

Tabela 6.3 – Estimativa da poupança introduzindo o variador no grupo 2

Gama de caudal [m ³ · h ⁻¹]	Percentagem de tempo do dia a trabalhar nessa gama	Potência sem variador [kW]	Energia diária sem variador [kWh]	Potência com variador [kW]	Energia diária com variador [kWh]
0 - 146	40,70%	4	39,07	3,2	31,26
146 - 160	6,82%	4	6,54	4	6,54
160 - 196	17,06%	8	32,75	5,32	21,78
196 - 292	27,67%	8	53,12	6,4	42,50
292 - 306	1,61%	8	3,08	7,2	2,77
306 - 320	1,18%	8	2,27	8	2,27
320 - 342	1,21%	12	3,47	8,52	2,47
342 - 356	0,47%	12	1,35	9,32	1,05
356 - 392	0,59%	12	1,70	10,64	1,51
Total	97,29%		143,36		112,14

A percentagem de tempo do dia a trabalhar nessa gama é obtida da distribuição normal considerada. No caso de não existir variador de frequência, as bombas funcionam sempre à velocidade de rotação de 1450 rpm, levando a que a potência elétrica consumida seja 4 kW por bomba ativa. Com a presença do variador, conforme a combinação de velocidades de rotação das bombas ativas, a potência elétrica requerida varia.

A energia diária poupada pela inclusão do variador é 31,2 kWh, o que corresponde uma poupança de 21,8%. Em 2013, o fator de emissão de CO₂ associado à geração de eletricidade em Portugal foi de 0,142 kg_{CO2e}/kWh. [31] A poupança de emissões diárias ascenderia a 4,43 kg de CO₂ equivalente.

A poupança será ainda maior que o valor apresentado, uma vez que a gama de operação pode ir até 1000 rpm e para além disso, como já foi referido, a energia foi sobrestimada porque apenas se considerou três velocidades de rotação, desconhecendo-

se a evolução dos parâmetros em causa entre essas velocidades de rotação. O valor real de energia consumida para cada gama de caudal não será maior que o valor estimado.

A escolha do valor médio da distribuição normal pode ser posta em causa, uma vez que provém da observação diária do funcionamento da instalação e por isso do número médio de bombas ativas. Na Figura 6.8 está representada a evolução da energia poupada e da poupança para diversos valores médios considerados. Note-se que se considera que a distribuição continua a ser normal e que o desvio padrão da distribuição é proporcional à razão de valores médios considerada, tal como foi feito para análise de $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

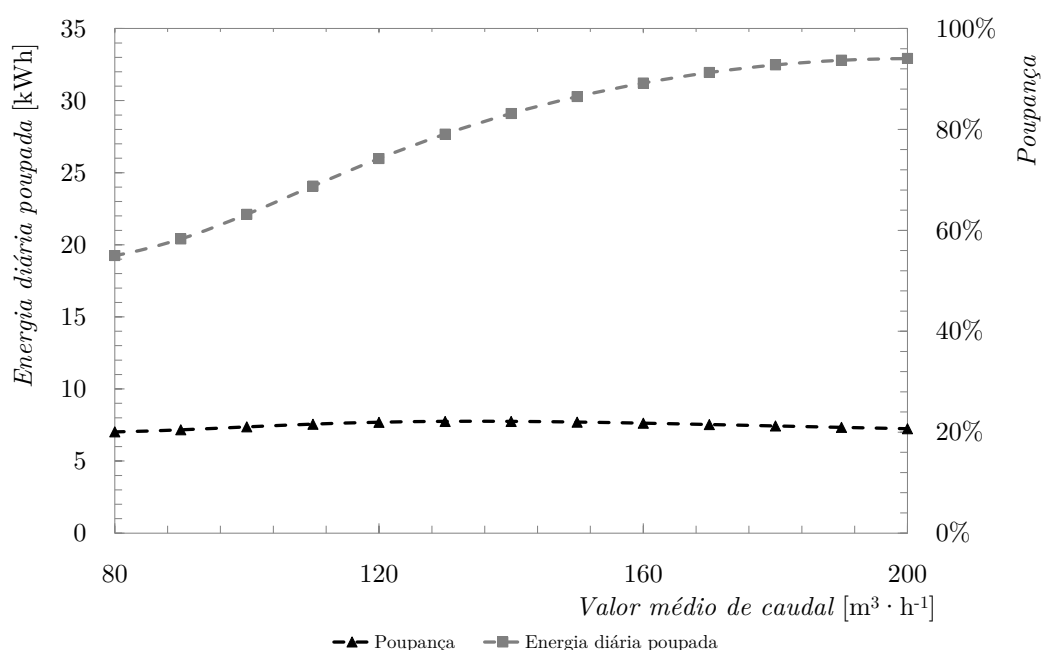


Figura 6.8 – Evolução da poupança para diversos valores médios de caudal.

A percentagem de poupança é praticamente independente do valor médio de caudal considerado e por isso em torno de 21%. A energia diária poupada varia entre 20 e 35 kWh, tendo o valor médio de caudal influência neste parâmetro.

6.4.4 Escolha da pressão de referência

Como foi visto no capítulo 5.5, para se escoarem diferentes caudais são necessárias diferenças de pressão distintas. De forma a que a pressão junto das prensas seja -0,30 bar(r), a pressão de referência deveria ser um valor dinâmico de acordo com o caudal a escoar.

Por outro lado, o escoamento que se realiza entre cada prensa e o reservatório não apresenta a mesma perda de carga em todos os casos, devido principalmente ao fator distância. Sendo assim, a pressão do reservatório deve ser a adequada para satisfazer a

prensa que apresente maior perda de carga, existindo vácuo excessivo nas restantes prensas ativas. Em cada prensa deve existir uma válvula limitadora de pressão que, caso necessário, imponha uma perda de carga adicional ao escoamento com o objetivo de controlar a pressão próxima do valor pretendido de -0,30 bar(r).

A solução de uma pressão de referência dinâmica envolve algum controlo complexo, pelo que poder-se-ia adotar uma solução semelhante à que se usa nas redes de distribuição de ar comprimido: definição de uma pressão de referência estática que seja indicada para a situação de caudal máximo. Com base nos dados da Tabela 5.10 referentes ao caso da instalação atual, o valor da pressão de referência para o grupo 1 deve ser -0,40 bar(r) e para o grupo 2 deve ser -0,62 bar(r). No caso das alterações de tubagem propostas no capítulo 5.5.3, com base nos dados da Tabela 5.14, o valor da pressão de referência para o grupo 1 deve ser -0,40 bar(r) e para o grupo 2 deve ser -0,42 bar(r).

6.4.5 Escolha da capacidade da bomba

A bomba de vácuo deve apresentar uma capacidade adequada às necessidades do sistema, sobretudo quando se implementa um variador de frequência com o objetivo de poupar energia.

Neste estudo foram escolhidas três bombas de teste com capacidades bem diferentes: EDWARDS LR1A200, EDWARDS LR1A300 e BUSCH LX 0180. O caudal máximo destas bombas à pressão de operação do sistema é respetivamente $196 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, $306 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ e $143 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. O objetivo desta análise é concluir qual destas bombas apresenta menor consumo de energia diário no caso de aplicação no grupo 2. Tal como referido no capítulo 6.4.3, o caudal de ar a aspirar ao longo do tempo pode ser descrito por uma distribuição normal de valor médio $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ e desvio padrão $81,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Quando o caudal a aspirar supera a capacidade máxima de uma bomba, recorre-se a duas bombas do mesmo modelo, resultando por isso em diferentes combinações de velocidade de rotação.

A bomba EDWARDS LR1A200, como foi a bomba escolhida para análise no capítulo 6.4.3, apresenta os dados para cada velocidade de rotação na Tabela 6.1 e os dados relativos à combinação de duas bombas na Tabela 6.2.

Na Tabela 6.4 estão representados os dados para cada velocidade de rotação relativos à bomba EDWARDS LR1A300. Esta bomba apresenta um caudal máximo elevado, pelo que apenas se toma em consideração uma combinação de velocidades de rotação, representada na Tabela 6.5.

Tabela 6.4 – Pontos de interesse da bomba EDWARDS LR1A300

Velocidade de rotação [rpm]	Velocidade de Bombeamento [m ³ · h ⁻¹]	Potência Elétrica Requerida [kW]
1300	228	4,30
1450	250	5,35
1750	306	7,70

Tabela 6.5 – Dados para as combinações de ω da bomba EDWARDS LR1A300

ω [rpm]	1300
1300	456 m ³ · h ⁻¹ 8,6 kW

A bomba BUSCH LX 0180 apresenta apenas duas velocidades de rotação nas suas curvas características, pelo que os valores para 1300 rpm foram obtidos por extrapolação de 1450 rpm, com base nas equações (6.1) e (6.2). Na Tabela 6.6 estão representados os dados para cada velocidade de rotação relativos à bomba BUSCH LX 0180.

Tabela 6.6 – Pontos de interesse da bomba BUSCH LX 0180

Velocidade de rotação [rpm]	Velocidade de Bombeamento [m ³ · h ⁻¹]	Potência Elétrica Requerida [kW]
1300	108	3,05
1450	121	3,25
1750	143	4,75

Na Tabela 6.7 estão representados os valores de caudal debitado a preto e de potência elétrica requerida a cinzento para as diferentes combinações.

Tabela 6.7 – Dados para as combinações de ω da bomba BUSCH LX 0180

ω [rpm]	1300	1450	1750
1300	216 m ³ · h ⁻¹ 6,1 kW	229 m ³ · h ⁻¹ 6,3 kW	251 m ³ · h ⁻¹ 7,8 kW
1450		242 m ³ · h ⁻¹ 6,5 kW	264 m ³ · h ⁻¹ 8,0 kW
1750			286 m ³ · h ⁻¹ 9,5 kW

As hipóteses consideradas no capítulo 6.4.3 relativas à subestimativa da poupança de energia continuam a ser válidas para esta análise.

Na Tabela 6.3 estão representadas a potência e a energia consumida com e sem o variador para as diferentes gamas de caudais, no caso da bomba EDWARDS LR1A200.

Na Tabela 6.8 estão representadas a potência e a energia consumida com e sem o variador para as diferentes gamas de caudais, no caso da bomba EDWARDS LR1A300.

Tabela 6.8 – Estimativa da poupança no caso da bomba EDWARDS LR1A300

Gama de caudal [m ³ · h ⁻¹]	Percentagem de tempo do dia a trabalhar nessa gama	Potência sem variador [kW]	Energia diária sem variador [kWh]	Potência com variador [kW]	Energia diária com variador [kWh]
0 - 228	77,30%	5,35	99,25	4,3	79,77
228 - 250	6,73%	5,35	8,64	5,35	8,64
250 - 306	9,82%	10,7	25,21	7,7	18,14
306 - 456	3,50%	10,7	8,99	8,6	7,22
Total	97,34%		142,09		113,78

Na Tabela 6.9 estão representadas a potência e a energia consumida com e sem o variador para as diferentes gamas de caudais, no caso da bomba BUSCH LX 0180.

Tabela 6.9 – Estimativa da poupança no caso da bomba BUSCH LX 0180

Gama de caudal [m ³ · h ⁻¹]	Percentagem de tempo do dia a trabalhar nessa gama	Potência sem variador [kW]	Energia diária sem variador [kWh]	Potência com variador [kW]	Energia diária com variador [kWh]
0 - 108	23,70%	3,25	18,48	3,05	17,35
108 - 121	5,44%	3,25	4,24	3,25	4,24
121 - 143	10,12%	6,5	15,79	4,75	11,54
143 - 216	33,65%	6,5	52,49	6,1	49,26
216 - 229	4,74%	6,5	7,39	6,3	7,17
229 - 242	4,14%	6,5	6,46	6,5	6,46
242 - 251	2,51%	9,75	5,87	7,8	4,70
251 - 264	3,11%	9,75	7,28	8	5,98
264 - 286	3,99%	9,75	9,34	9,5	9,10
286 - 363	5,47%	9,75	12,81	9,75	12,81
Total	96,87%		140,17		128,60

No que diz respeito ao funcionamento sem variador de frequência, a bomba que apresenta menor consumo energético diário é a bomba BUSCH LX 0180, com 140,17 kWh. Quando se introduz o variador de frequência, a bomba que mais se adequa à distribuição de consumo considerada é a bomba EDWARDS LR1A200 com um consumo diário de 112,14 kWh e uma poupança em relação à situação sem variador de 21,8%.

Nesta análise está subjacente um valor médio de caudal para o grupo 2 de $160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pelo que é conveniente perceber o efeito da variação deste valor médio no consumo energético, e para além disso, qual a capacidade da bomba que mais se adequa.

Na Figura 6.9 está representada a energia diária consumida para as diferentes bombas com e sem variador de frequência, em função do valor médio considerado para a distribuição de consumo.

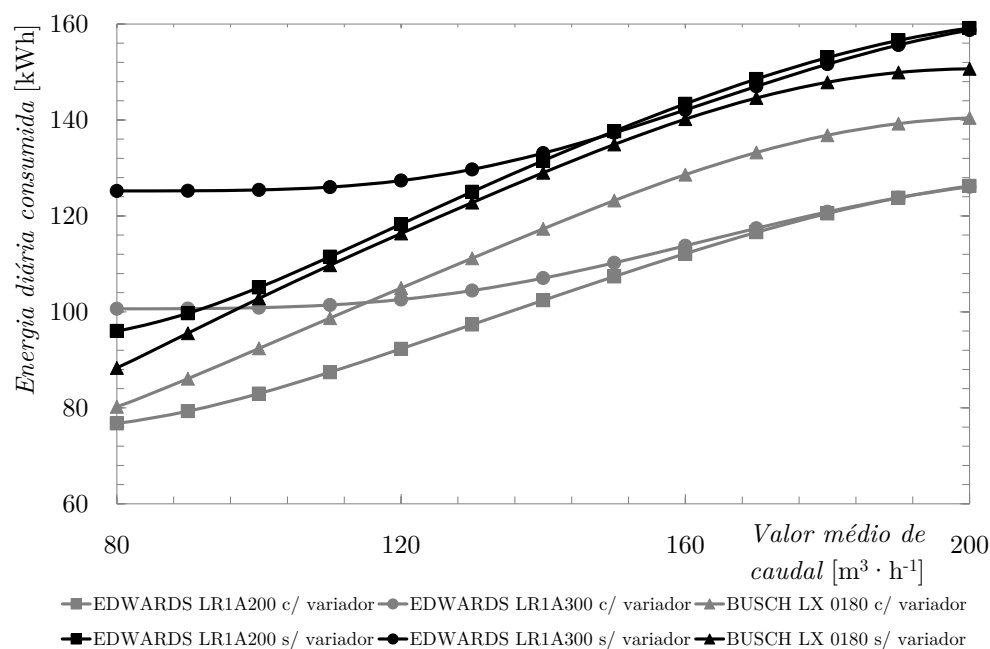


Figura 6.9 – Evolução do consumo energético diário para diferentes valores médios.

A bomba EDWARDS LR1A200 com variador é a que apresenta o menor consumo energético diário em toda a extensão de valor médio de caudal considerada. Note-se que para um valor médio de caudal de $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, a bomba EDWARDS LR1A300 apresenta consumo igual à EDWARDS LR1A200, pelo que é expectável que para valores superiores a $200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, a bomba EDWARDS LR1A300 seja aquela que apresente menor consumo energético. Raciocínio análogo se pode realizar em relação à bomba BUSCH LX 0180 para um valor médio de caudal inferior a $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Pode-se concluir que para a distribuição de consumo apresentada pelo grupo 2, a bomba que minimiza o consumo energético, dentro das opções consideradas, é a bomba EDWARDS LR1A200, com uma capacidade máxima de $196 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Na Figura 6.10 está representada a energia diária poupada pela introdução do variador para diferentes valores médios de caudal.

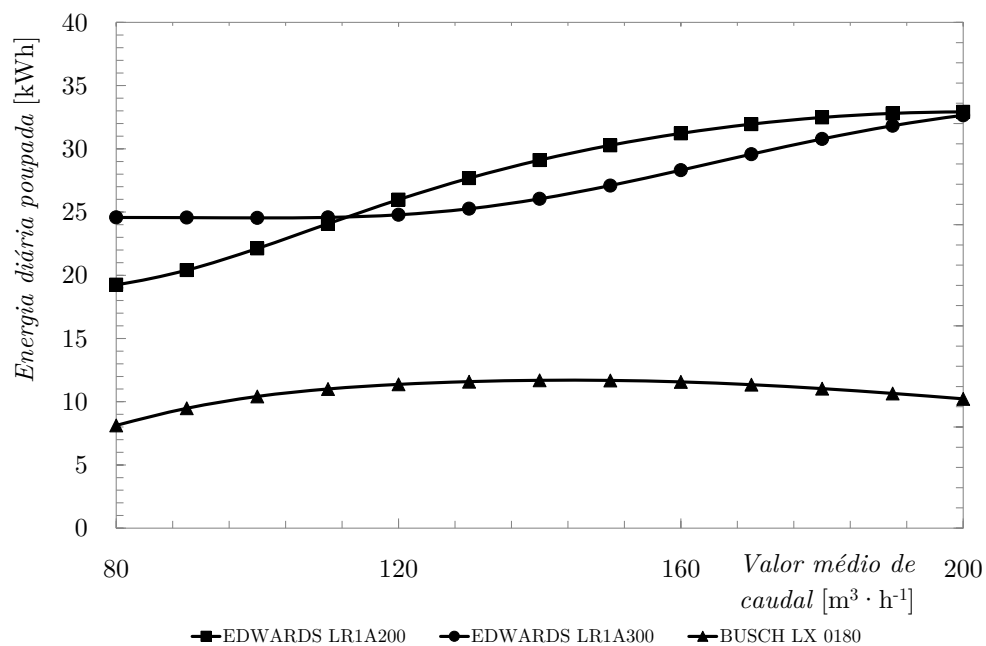


Figura 6.10 – Evolução da energia diária poupada para diferentes valores médios.

Na Figura 6.11 está representada a poupança pela introdução do variador para diferentes valores médios de caudal.

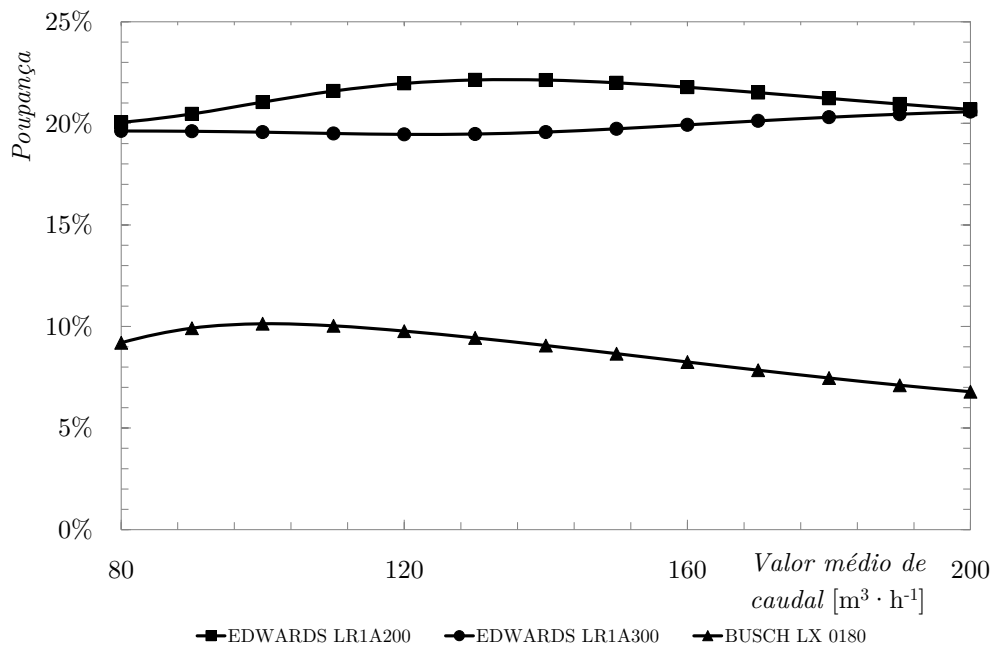


Figura 6.11 – Evolução da energia diária poupada para diferentes valores médios.

As bombas que mais beneficiam com a colocação do variador de frequência são as bombas EDWARDS LR1A200 e EDWARDS LR1A300, com poupanças da ordem dos 20%, para toda a gama de valores médios de caudal considerados.

6.5 Controlo do nível de água do reservatório

No período de enchimento da bomba de deslocamento positivo, a pressão no reservatório vai aumentando, não só pela chegada de ar proveniente da instalação, mas também pelo aumento do nível de condensado no reservatório. Se este nível for controlado e mantido o mais constante possível, o sistema operará de forma mais estável, isto é, com a pressão do sistema a oscilar menos.

Tal como no caso das bombas de vácuo, a presença do variador de frequência adequa o caudal debitado pela bomba em função do condensado que chega ao reservatório, neste caso com objetivo de manter o nível de condensado constante.

O controlo do nível da água pode ser descrito por um diagrama de blocos conforme apresentado na Figura 6.12.

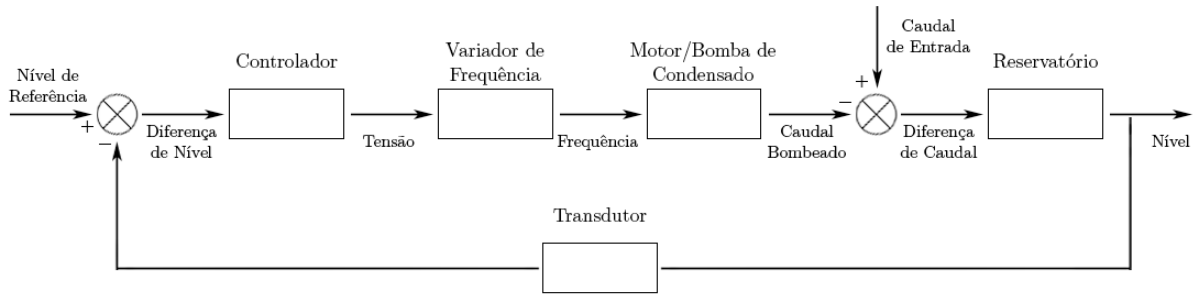


Figura 6.12 – Diagrama de blocos para o controlo do nível do reservatório.

O controlador impõe uma tensão ao variador de frequência consoante a diferença de nível que o reservatório apresente em relação ao nível de referência pré-definido. Note-se que a bomba de condensado deve ser capaz de operar a diferentes velocidades de rotação e com isso cobrir uma grande gama de caudais. O nível de condensado no reservatório, lido pelo transdutor a cada instante, constitui o *feedback* necessário ao controlo do sistema.

6.6 Controlo da performance das bombas

O controlo da performance das bombas de vácuo seria um aspeto importante, que neste momento não é feito. O parâmetro adequado para medir a performance é a eficiência da bomba, que se define como a razão entre a potência hidráulica debitada e a potência requerida ao veio, como exposto na equação (6.3).

$$\eta_{bomba\ vácuo} = \frac{P_{hidráulica}}{P_{elétrica}} = \frac{\dot{m} \cdot w_{isentrópico}}{P_{elétrica}} = \frac{\dot{m} \cdot \left(\int_{p_1}^{p_2} -v \, dp \right)}{P_{elétrica}} \quad (6.3)$$

A potência hidráulica debitada não é mais que o produto do caudal mássico pelo trabalho do ciclo, considerando evolução isentrópica. Recorrendo ao *software* EES, realiza-se diretamente o cálculo da eficiência partindo da diferença de pressão, do caudal volúmico e da potência elétrica requerida.

A diferença de pressão imposta pela bomba de vácuo ao fluido pode facilmente ser medida usando um transdutor de pressão de membrana capacitiva como os utilizados na restante instalação. O conhecimento do caudal volúmico é obtido através de um caudalímetro, como os referidos no capítulo 6.3.8.

A potência elétrica requerida pode ser monitorizada usando uma pinça amperimétrica ou um medidor de potência, caso se pretenda transmitir o valor ao PLC.

Partindo das curvas características foram selecionados pontos para se calcular a evolução da eficiência da bomba com a pressão.

Nas Tabela 6.10, Tabela 6.11 e Tabela 6.12 são apresentados os dados necessários ao cálculo da eficiência para cada uma das bombas seguintes, respetivamente: EDWARDS LR1A200, SIEMENS 2BV2 e BUSCH LX 0180. Note-se que o estado 1 é caracterizado por uma temperatura de 50 °C e a pressão de operação de vácuo, enquanto que o estado 2 é resultado da evolução isentrópica de 1 até à pressão atmosférica.

Tabela 6.10 – Cálculo da eficiência da bomba EDWARDS LR1A200

p [mbar]	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	ρ [kg · m ⁻³]	$\int_{p_1}^{p_2} -v dp$ [kJ · kg ⁻¹]	$P_{hidráulica}$ [kW]	$P_{elétrica}$ [kW]	$\eta_{bomba\ vácuo}$ [%]
40	55	0,043	183,8	0,12	2,50	4,8%
60	75	0,065	150,1	0,20	2,80	7,2%
80	91	0,086	127,2	0,28	3,00	9,2%
100	106	0,108	110,1	0,35	3,20	10,9%
200	148	0,216	61,5	0,55	3,80	14,3%
300	160	0,323	37,5	0,54	4,15	13,0%
400	161	0,431	23,2	0,45	4,10	10,9%
500	162	0,539	14,1	0,34	4,00	8,5%
600	161	0,647	8,1	0,23	3,90	6,0%
700	161	0,755	4,2	0,14	3,80	3,7%
800	161	0,862	1,8	0,07	3,60	1,9%
900	161	0,970	0,5	0,02	3,40	0,6%
1000	161	1,078	0,0	0,00	3,20	0,0%

Tabela 6.11 – Cálculo da eficiência da bomba SIEMENS 2BV2

p [mbar]	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	ρ [kg · m ⁻³]	$\int_{p_1}^{p_2} -v dp$ [kJ · kg ⁻¹]	$P_{hidráulica}$ [kW]	$P_{elétrica}$ [kW]	$\eta_{bomba\ vácuo}$ [%]
40	100	0,043	183,8	0,22	2,50	8,5%
60	113	0,065	150,1	0,30	2,80	10,5%
80	117	0,086	127,2	0,36	3,00	11,9%
100	119	0,108	110,1	0,39	3,20	12,3%
200	121	0,216	61,5	0,45	3,80	12,7%
300	121	0,323	37,5	0,41	4,15	11,3%
400	121	0,431	23,2	0,34	4,10	9,1%
500	120	0,539	14,1	0,25	4,00	6,8%
600	120	0,647	8,1	0,17	3,90	4,6%
700	120	0,755	4,2	0,10	3,80	2,8%
800	119	0,862	1,8	0,05	3,60	1,3%
900	119	0,970	0,5	0,01	3,40	0,4%
1000	119	1,078	0,0	0,00	3,20	0,0%

Tabela 6.12 – Cálculo da eficiência da bomba BUSCH LX 0180

p [mbar]	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	ρ [kg · m ⁻³]	$\int_{p_1}^{p_2} -v dp$ [kJ · kg ⁻¹]	$P_{hidráulica}$ [kW]	$P_{elétrica}$ [kW]	$\eta_{bomba\ vácuo}$ [%]
40	61	0,043	183,8	0,13	2,50	4,8%
60	83	0,065	150,1	0,22	2,80	7,5%
80	97,5	0,086	127,2	0,30	3,00	9,3%
100	106	0,108	110,1	0,35	3,20	10,4%
200	116	0,216	61,5	0,43	3,80	11,9%
300	120	0,323	37,5	0,40	4,15	10,9%
400	122	0,431	23,2	0,34	4,10	9,4%
500	122	0,539	14,1	0,26	4,00	7,5%
600	122	0,647	8,1	0,18	3,90	5,3%
700	121	0,755	4,2	0,11	3,80	3,2%
800	121	0,862	1,8	0,05	3,60	1,6%
900	120	0,970	0,5	0,01	3,40	0,5%
1000	120	1,078	0,0	0,00	3,20	0,0%

Na Figura 6.13 está representada a evolução da eficiência de cada bomba com a pressão de operação.

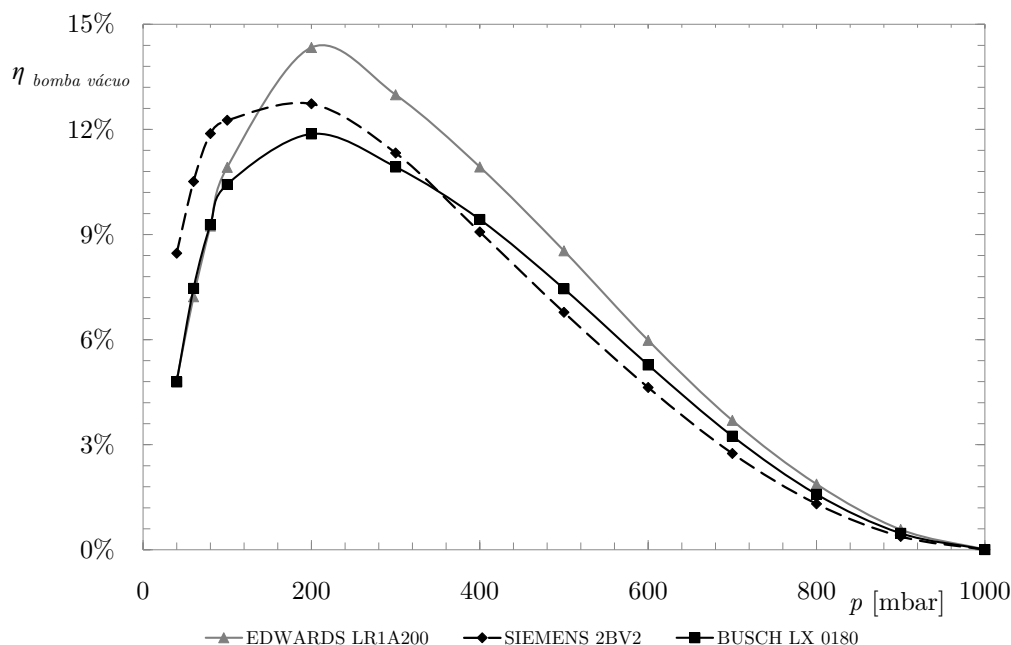


Figura 6.13 – Evolução da eficiência da bomba com a pressão de operação.

O valor de pressão para o qual as bombas de vácuo analisadas apresentam maior eficiência é em torno dos 200 mbar, atingindo 15%.

A comparação entre o valor de eficiência calculado, a partir de valores medidos em cada instante, com as curvas representadas na Figura 6.13 permite examinar de forma quantitativa o comportamento da bomba de vácuo, prevendo de forma eficaz problemas na bomba através da queda de rendimento.

O cálculo da eficiência é uma avaliação quantitativa, enquanto que a confirmação se a bomba está a realizar as suas curvas características de caudal e potência constitui uma avaliação qualitativa. Deve-se também confirmar se o caudal de selante introduzido para o funcionamento da bomba de vácuo é o valor correto, recorrendo a um caudalímetro, por exemplo de turbina.

7 Aproveitamento da Energia Presente na Drenagem

A energia presente na drenagem pode ser aproveitada de diversos modos, desde aplicação de turbinas para geração de eletricidade, reaproveitamento do vapor em linhas de baixa pressão e utilização do condensado para pré-aquecimento de moldes.

7.1 Aplicação de turbina e permutadores de calor

7.1.1 Descrição da solução

O aproveitamento do vapor enviado para a drenagem pode constituir um aumento da eficiência da instalação através da produção de eletricidade usando uma turbina a vapor ou utilização do calor usando permutadores de calor. Na Figura 7.1 está representado de forma simbólica o sistema que se pretende implementar.

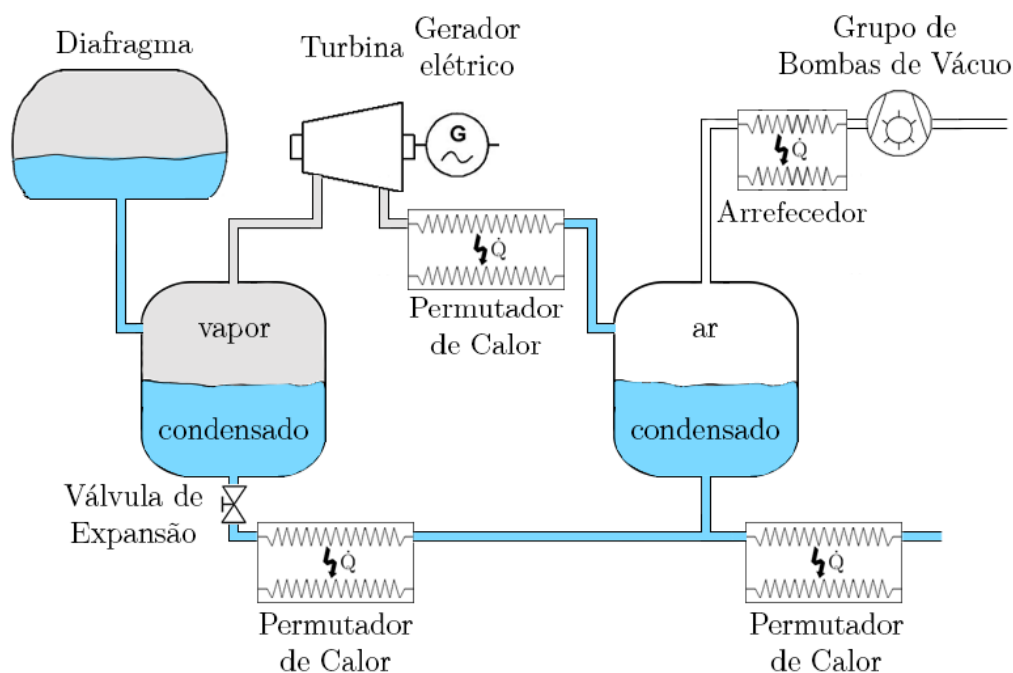


Figura 7.1 – Solução para aproveitamento do vapor restante após vulcanização.

Após a vulcanização, no diafragma encontra-se vapor húmido com um título reduzido, supõe-se em torno de 10%. O primeiro passo é separar o condensado do vapor, para permitir a utilização do vapor para geração de eletricidade. O vapor à saída da turbina sairá à pressão imposta pelo grupo de bombas de vácuo, neste caso 60 kPa. O vapor de baixa pressão é condensado no permutador de calor, sendo aproveitado o calor latente. O condensado gerado no separador de vapor/condensado é arrefecido desde a temperatura de saturação à pressão a que se encontra o diafragma em cada instante até à temperatura de saturação a 60 kPa, cerca de 86 °C. Assim, agrupando os condensados provenientes dos dois separadores no mesmo estado termodinâmico, estes são arrefecidos até 40 °C e depois bombeados até à estação de tratamento de água. Note-se a necessidade de existir um arrefecedor antes do grupo de bombas de vácuo, para manter a temperatura do ar adequada ao funcionamento das mesmas.

As turbinas são normalmente usadas para turbinar um caudal que se encontra a uma pressão constante. Contudo, neste caso têm-se uma certa massa de vapor que se pretende turbinar, mas à medida que o vapor vai sendo retirado do diafragma, a pressão dentro deste baixa, levando a uma redução do potencial de geração de eletricidade.

7.1.2 Hipóteses consideradas

Como já foi referido, após a vulcanização dentro do diafragma o vapor húmido encontra-se com um título de 10%, o que se traduz numa massa de água de 4,68 kg e numa massa de vapor de 0,520 kg, no caso do volume do diafragma ser de 0,084 m³. Ao ser removido a massa de água, assume-se que o vapor dentro do diafragma se encontra saturado e que a massa volúmica é 6,192 kg · m⁻³, o que resulta na pressão inicial de 1214 kPa. O volume do diafragma é considerado igual a 0,084 m³ a qualquer pressão, o que só é verdade até que seja atingida a pressão de enformação, 150 kPa.

À medida que o vapor vai saindo do diafragma, o vapor remanescente no mesmo condensa parcialmente, contabilizando-se a saída dessa massa de condensado do diafragma e subtraindo-a na massa de vapor possível de turbinar, como exposto na equação (7.1). A quantidade de condensado formado no interior do diafragma em cada instante é obtida através da equação (7.2). Despreza-se a variação na pressão resultante da saída do referido condensado.

$$m_{vapor}^{i+1} = m_{vapor}^i - m_{vapor\ turb}^i - m_{cond;d}^i \quad (7.1)$$

$$m_{cond;d}^i = (1 - x_{diafragma}^i) \cdot (m_{vapor}^i - m_{vapor\ turb}^i) \quad (7.2)$$

A evolução dentro do diafragma é considerada isentrópica e o seu estado termodinâmico é obtido pela imposição de uma condição de entropia e outra de volume específico, como exposto na equação (7.3) e equação (7.4), respetivamente.

$$s^{i+1} = s_{\text{vapor}}^i \quad (7.3)$$

$$v^{i+1} = \frac{0,084}{m_{\text{vapor}}^{i+1}} \quad (7.4)$$

Na Figura 7.2 está representado um exemplo do tipo de evolução considerada com dois passos de integração, isto é, considera-se que a massa de vapor a turbinar sai em duas frações.

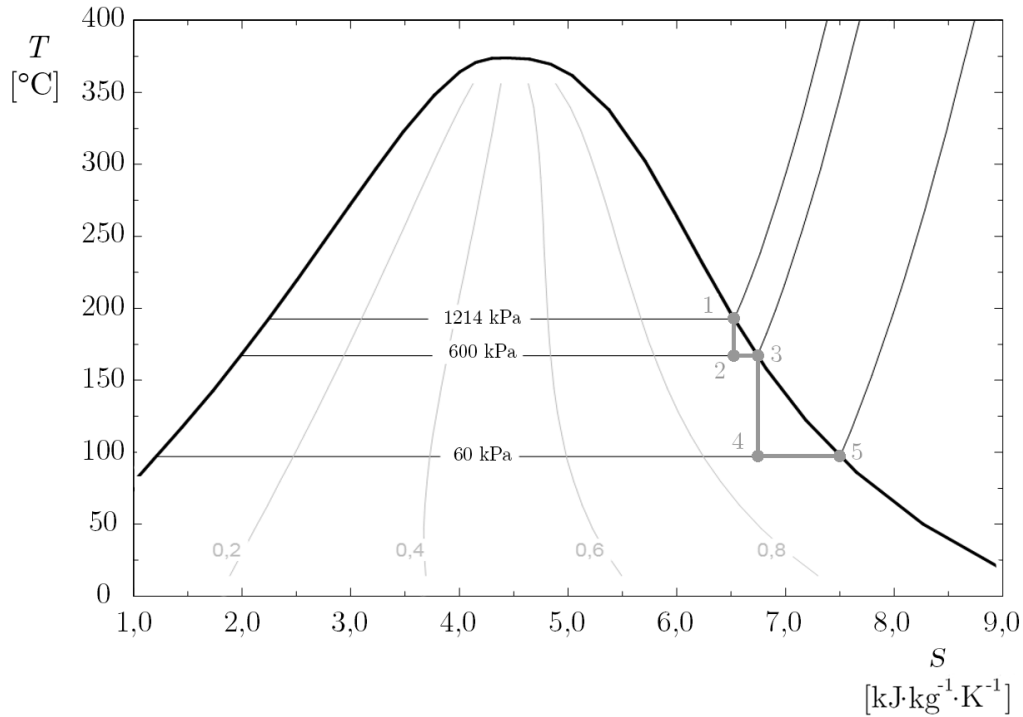


Figura 7.2 – Exemplo da evolução da pressão dentro do diafragma.

Inicialmente tem-se o ponto 1, em que se apresenta a massa de vapor à pressão de 1214 kPa. Uma das frações de massa de vapor a turbinar é retirada do diafragma, constituindo a evolução isentrópica de 1 para 2, com redução de pressão para 600 kPa. Para a obtenção do ponto 3, realiza-se a purga do condensado, voltando a ter-se vapor saturado. A segunda fração de massa de vapor a turbinar é retirada atingindo-se dentro do diafragma a pressão final em 4. Realiza-se a purga do condensado, originando o ponto 5, restando no diafragma a massa de vapor que se pretende obter.

Se for aumentado o número de passos de integração, isto é, retirar menor quantidade de massa de vapor a turbinar em cada passo, é possível caracterizar a evolução da pressão dentro do diafragma de forma mais precisa, levando ao conhecimento da entalpia para a estimativa das energias elétrica e térmica possíveis de gerar.

O vapor a turbinar chega à turbina nas condições de pressão do instante em que saiu do diafragma. A turbina apresenta um rendimento isentrópico de 75%, o que se traduz na equação (7.5).

$$\eta_{isentrópico} = \frac{h_{vapor}^i - h_{real}^i}{h_{vapor}^i - h_{isentrópico}^i} \quad (7.5)$$

O gerador elétrico tem um rendimento elétrico de 95%, pelo que a energia elétrica gerada se traduz na equação (7.6).

$$E_{elétrica} = \eta_{gerador} \cdot \sum_i m_{vapor\ turb}^i \cdot (h_{vapor}^i - h_{real}^i) \quad (7.6)$$

Considera-se que os permutadores de calor têm uma eficiência de 75%, pelo que a energia térmica produzida por cada um deles se traduz nas equações (7.7), (7.8) e (7.9).

$$Q_{pc;turb} = \varepsilon_{permutador} \cdot \sum_i m_{vapor\ turb}^i \cdot (h_{real}^i - h_{P=60kPa;x=0\%}) \quad (7.7)$$

$$Q_{pc;vapor} = \varepsilon_{permutador} \cdot m_{cond;inicial}^i \cdot (h_{P=1300kPa;x=0\%} - h_{P=60kPa;x=0\%}) + \varepsilon_{permutador} \cdot \sum_i m_{cond;d}^i \cdot (h_{cond;d}^i - h_{P=60kPa;x=0\%}) \quad (7.8)$$

$$Q_{pc;ar} = \varepsilon_{permutador} \cdot (m_{vapor\ turb} + m_{cond;d} + m_{cond;inicial}) \cdot (h_{P=60kPa;x=0\%} - h_{P=60kPa;T=40^{\circ}C}) \quad (7.9)$$

7.1.3 Estimativa da energia elétrica

Nesta análise considera-se um passo de integração de 1 g de vapor a turbinar. A massa de vapor inicial é de 0,520 kg, da qual 0,453 kg foi turbinado, 0,036 kg foi retirado sob a forma de condensado e o restante 0,031 kg permaneceu no diafragma.

Na Figura 7.3 está representada a evolução da pressão e da massa de condensado formado no interior do diafragma à medida que a massa de vapor no interior é retirada.

À medida que a massa de vapor no interior do diafragma vai diminuindo, a pressão dentro do mesmo também vai reduzindo. Note-se que a massa de condensado retirado do diafragma atinge um valor de 0,036 kg, resultando do somatório a todos os passos de integração da massa de condensado formado. Como já foi referido, a massa de condensado é retirada do diafragma a cada passo de integração, desprezando-se a variação de pressão daí resultante.

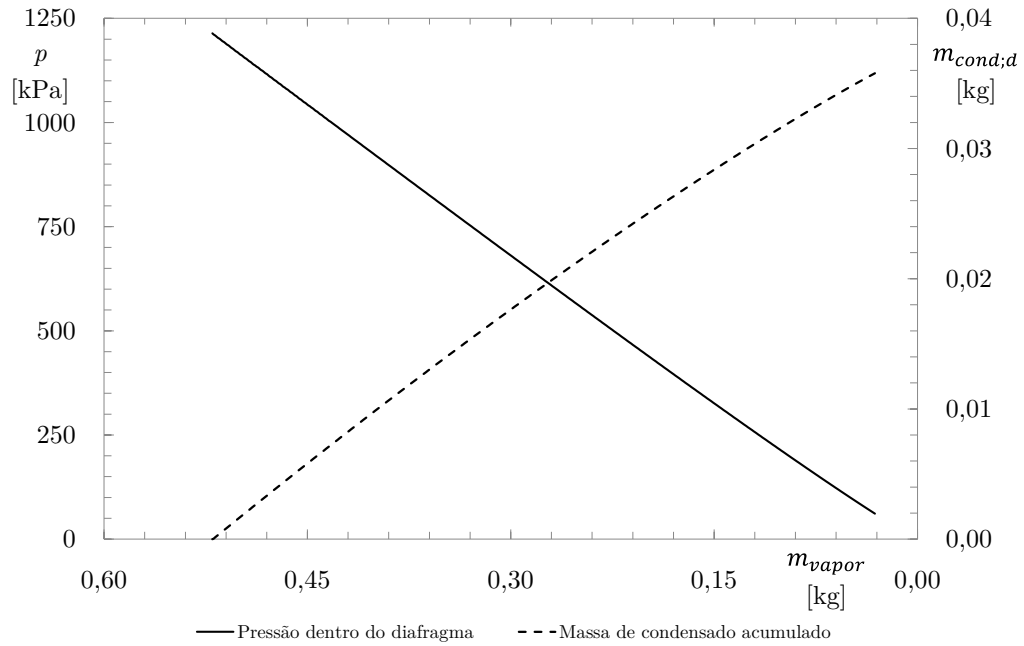


Figura 7.3 – Evolução da pressão e da massa de condensado no diafragma.

Na Figura 7.4 é apresentada a energia elétrica gerada por esta solução.

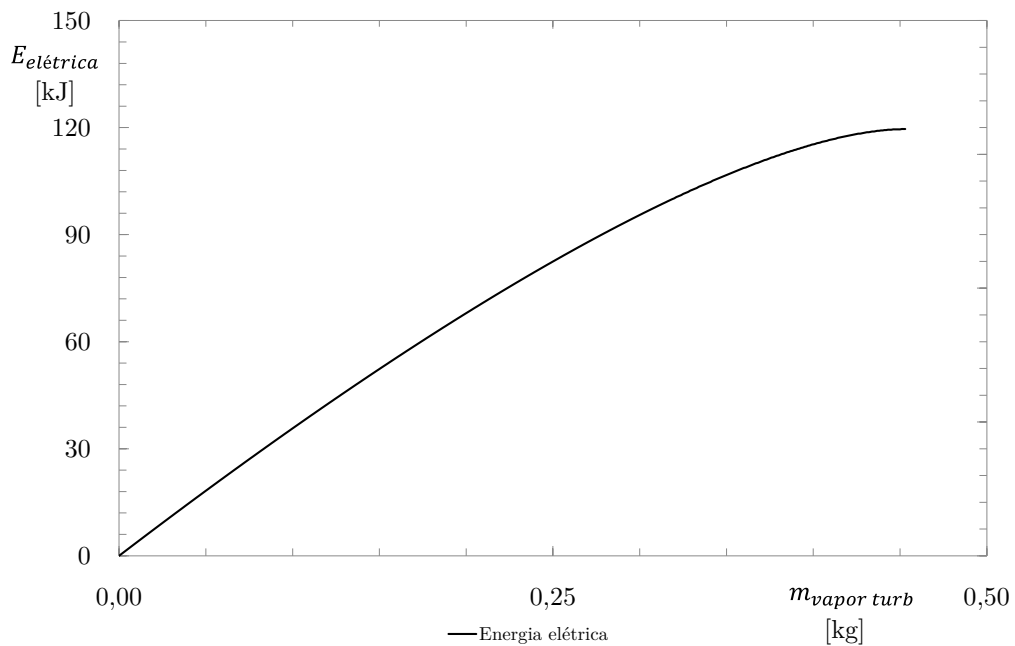


Figura 7.4 – Energia elétrica gerada.

Na Figura 7.4 é possível constatar que a energia elétrica formada não é linear com a massa de vapor turbinada, uma vez que as propriedades desta vão sendo alteradas pela diminuição de pressão no diafragma.

Na Figura 7.5 são expostas as propriedades termodinâmicas, entalpia e título, à medida que o vapor é turbinado.

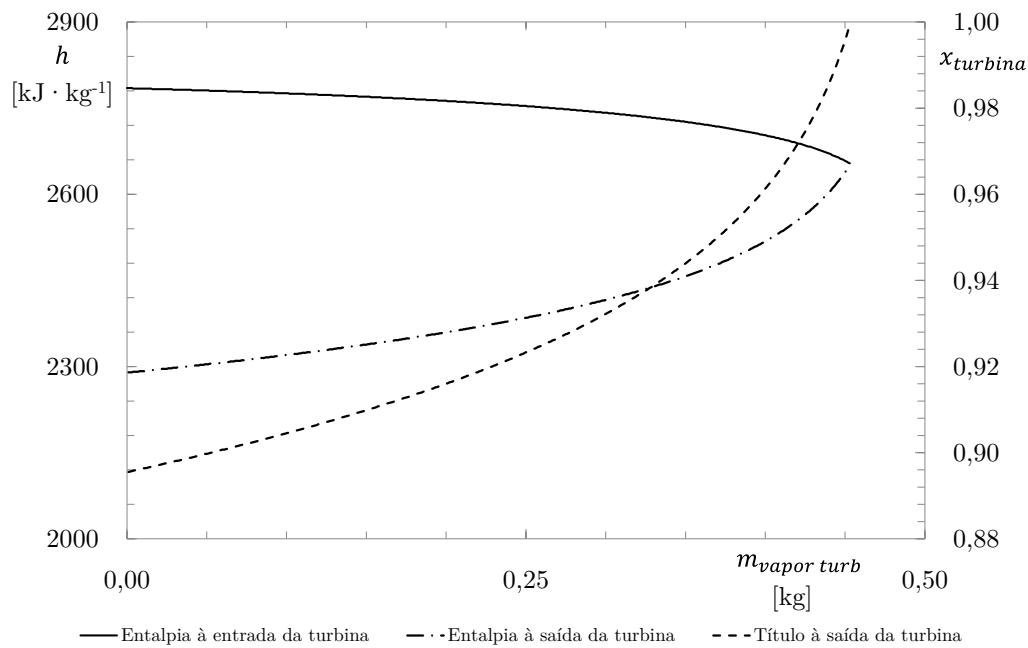


Figura 7.5 – Entalpia e título na turbina.

Na Figura 7.5 é possível constatar que a diferença entre a entalpia de entrada e de saída na turbina é cada vez menor à medida que a massa de vapor turbinada vai aumentando. Note-se que o título à saída da turbina é superior a 88%, o que é um parâmetro desejado para não ocorrer impacto de gotas nas pás da mesma.

A energia elétrica gerada por diafragma é de 120 kJ. O número de ciclos diários de produção de pneus é 55 000, pelo que a energia elétrica gerada diariamente poderia ser de 6,6 GJ (1833 kWh).

A energia elétrica produzida poderia ser utilizada por exemplo para alimentar cerca de 4200 lâmpadas de 18 W de potência, usadas na iluminação de escritórios.

7.1.4 Estimativa da energia térmica

Nesta análise considera-se o mesmo passo de integração usado na análise do capítulo 7.1.3. Na Figura 7.6 está representada a energia térmica que o permutador após a turbina poderia retirar em função da massa de vapor turbinada, aproveitando o calor latente.

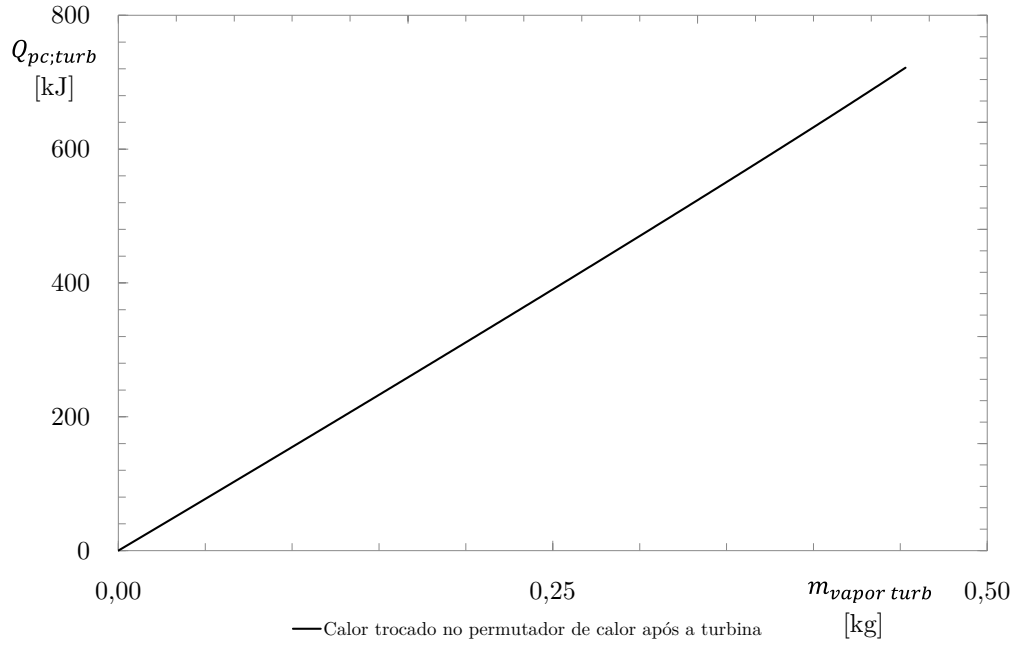


Figura 7.6 – Energia térmica aproveitada no permutador após a turbina.

A energia térmica possível de ser aproveitada por diafragma no permutador após a turbina é de 722 kJ, o que corresponde a uma energia térmica diária de 39,7 GJ (11 031 kWh).

A energia aproveitada no permutador de calor após o separador de vapor e condensado é proveniente de dois momentos diferentes: massa inicial de condensado retirada e a massa de condensado que se vai formando à medida que a pressão baixa devido à saída do vapor. Para o primeiro momento, visto que a pressão não varia muito, pode-se simplificar e calcular o calor transferido através da equação (7.10).

$$\begin{aligned} Q_{pc;vapor;inicial} &= \varepsilon_{permutador} \cdot m_{cond;inicial} \cdot (h_{P=1300kPa;x=0\%} - h_{P=60kPa;x=0\%}) \\ &= 0,75 \cdot 4,68 \cdot (814,9 - 359,9) = 1597,1 \text{ kJ} \end{aligned} \quad (7.10)$$

Assim, a esta energia tem de se somar, a energia proveniente da massa de condensado formado ao longo da saída do vapor a turbinar. Porém, visto que essa massa é reduzida, a energia resultante dessa massa é desprezável, cerca de 65 kJ. Na Figura 7.7 está representada a evolução do calor trocado no permutador de calor após o separador de vapor e condensado, à medida que a massa de condensado é retirada. Note-se que a Figura 7.7 apenas é referente à massa de condensado que se forma durante a saída de vapor.

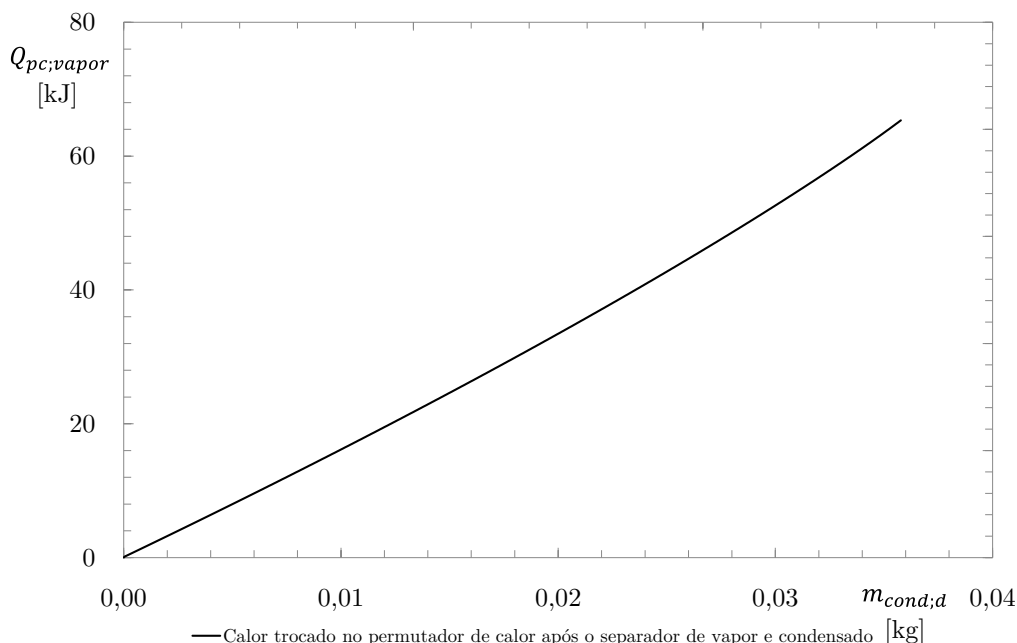


Figura 7.7 – Energia térmica aproveitada no permutador após o separador de vapor.

A energia térmica possível de ser aproveitada por diafragma no permutador após o separador de vapor e condensado é de 1662,1 kJ, o que corresponde a uma energia térmica diária de 91,42 GJ (25 393 kWh).

A energia térmica que pode ser aproveitada no permutador de calor após o separador de ar e condensado é obtida através de um cálculo simples, exposto na equação (7.11).

$$Q_{pc;ar} = \varepsilon_{permutador} \cdot (m_{vapor\ turb} + m_{cond;d} + m_{cond;inicial}) \cdot (h_{p=60\ kPa; x=0\%} - h_{p=60\ kPa; T=40^{\circ}C}) \quad (7.11)$$

$$= 0,75 \cdot (0,520 + 0,036 + 4,68) \cdot (359,9 - 167,5) = 755,6\ kJ$$

A energia térmica possível de ser aproveitada por diafragma no permutador após o separador de ar e condensado é de 755,6 kJ, o que corresponde a uma energia térmica diária de 41,6 GJ (11 556 kWh).

Assim, conclui-se que a energia térmica total diária possível de ser aproveitada é cerca de 172,7 GJ (47 972 kWh).

Atualmente, uma parte da energia térmica presente na drenagem é usada para aquecimento de águas sanitárias. Porém, o aproveitamento é reduzido e difícil de quantificar pois depende fortemente dos períodos de consumo. Sabe-se apenas que é aproveitada energia sensível desde a temperatura dos 80 °C, até que o reservatório das águas sanitárias esteja a uma temperatura de 60 °C. Acontecendo isto, a drenagem é enviada diretamente para a estação de tratamento sem aproveitamento da sua energia.

A energia excedentária poderia ser usada para alimentação de equipamentos a operar segundo o ciclo de absorção, que permite a refrigeração partindo de energia

térmica, com uma eficiência de 0,8. Note-se que os ciclos de absorção necessitam para o seu funcionamento de uma temperatura mínima do fluido de 80 °C. A empresa atualmente conta com 200 unidades de compressão de vapor com uma potência de acionamento de 5 kW e uma eficiência em torno de 2,5. Com estas unidades de refrigeração, a potência frigorífica retirada da instalação é de 2500 kW, o que se traduz numa energia de refrigeração diária de 60 000 kWh. A energia térmica diária proveniente da drenagem cujo fluido se encontra acima de 80 °C, isto é, nos permutadores de calor após a turbina e após o separador de vapor/condensado, ascende a 36 424 kWh. Quando usada para acionar um ciclo de absorção com uma eficiência de 0,8, a energia de refrigeração diária conseguida é de 29 139 kWh. Com a solução proposta, poderia obter-se 48,6% da energia diária de refrigeração usando energia térmica disponível na drenagem.

7.1.5 Dificuldades de implementação da solução

A implementação prática desta solução teórica apresenta algumas dificuldades, desde logo porque se trata de um recurso intermitente, que obrigaria à presença de baterias para o aproveitamento elétrico e de reservatórios para o aproveitamento térmico. Uma vez que as prensas não abrem todas simultaneamente deveria ser colocada uma turbina à saída de cada prensa, no caso de estas terem abertura simultânea das cavidades. Contudo, no caso das prensas com abertura independente das cavidades deveria ser colocada uma turbina para cada cavidade. A turbina deve estar o mais próxima possível da saída do diafragma para evitar perdas de pressão e assim maximizar a energia elétrica possível de gerar.

O aproveitamento da energia térmica é de implementação mais simples, uma vez que basta colocar permutadores de calor e tubagens, determinando onde se vai utilizar o calor transferido.

7.2 Pré-aquecimento de moldes usando o condensado

7.2.1 Descrição da solução

Os moldes usados na vulcanização dos pneus são sujeitos a um pré-aquecimento fora da prensa até aos 190 °C recorrendo ao calor latente de vapor a 18 bar(r). Propõe-se que se aproveite o condensado proveniente dos diafragmas para aquecer inicialmente os moldes, sendo o restante aquecimento conseguido utilizando a solução atual. O objetivo é aproveitar a energia presente na drenagem, diminuindo o caudal de vapor consumido nesta operação, constituindo uma solução alternativa à abordada no capítulo 7.1.

Na Figura 7.8 está representado de forma esquemática a solução que se propõe.

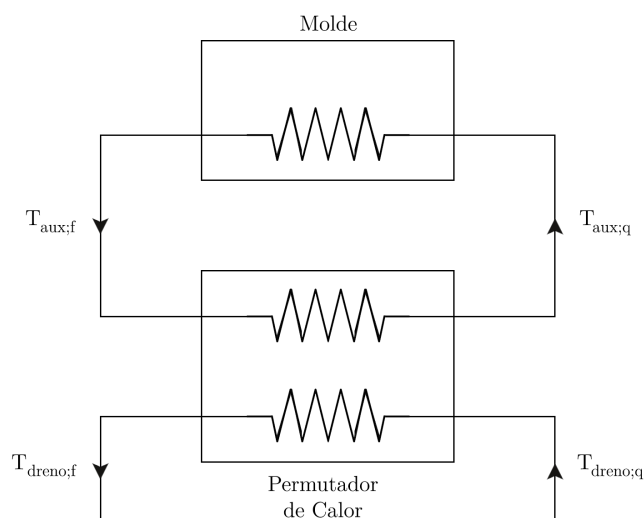


Figura 7.8 – Esquema do pré-aquecimento do molde usando a drenagem.

A água da drenagem contém impurezas resultantes da vulcanização do pneu, pelo que não pode ser introduzida no interior do molde. O aproveitamento da energia da drenagem ocorre de forma indireta, usando um fluido auxiliar limpo.

7.2.2 Hipóteses consideradas

Em média, o número de moldes simultaneamente sujeitos a pré-aquecimento é 8. Tendo em atenção este número, o modelo desenvolvido restringe-se ao pré-aquecimento de apenas um molde, pelo que se considera apenas $\frac{1}{8}$ do caudal de condensado disponível, isto é $1000 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Na Figura 7.9 está representado de forma esquemática o modelo desenvolvido para representar o processo de pré-aquecimento.

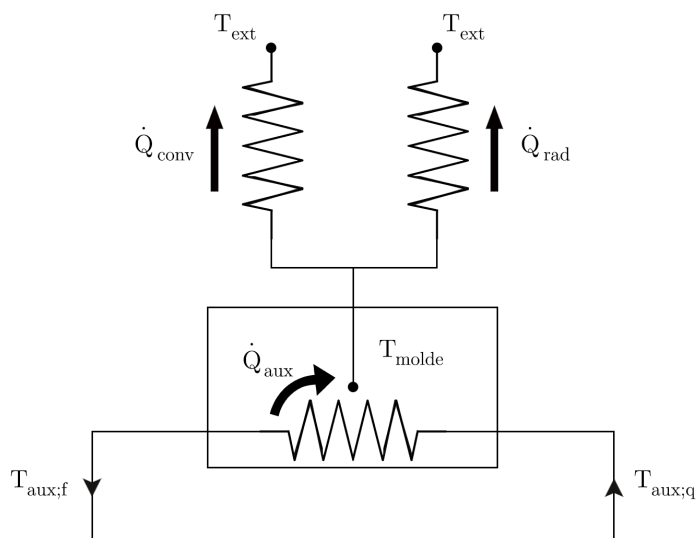


Figura 7.9 – Modelo de transferência de calor do molde.

Para simplificação do cálculo, admite-se que não existe variação espacial da temperatura, sendo o molde apenas caracterizado por inércia térmica temporal. Pode-se então definir o processo de aquecimento como descrito na equação (7.12).

$$m_{molde} \cdot C_{molde} \cdot \frac{dT_{molde}}{dt} = \dot{Q}_{aux} - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{rad} \quad (7.12)$$

O molde transfere calor para o exterior por convecção e por radiação, descritos pelas equações (7.13) e (7.14), respetivamente. Note-se que as temperaturas presentes nas equações são em °C.

$$\dot{Q}_{conv} = \alpha_{conv} \cdot A_{ext} \cdot (T_{molde} - T_{ext}) \quad (7.13)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_{rad} \cdot \sigma_{rad} \cdot A_{ext} \cdot \left((T_{molde} + 273,15)^4 - (T_{ext} + 273,15)^4 \right) \quad (7.14)$$

O molde recebe uma potência calorífica, descrita pela equação (7.15). Caso $T_{molde} < T_{mudança}$, a potência calorífica é proveniente do fluido auxiliar, senão é proveniente da alimentação a vapor.

$$\dot{Q}_{aux} = \begin{cases} \varepsilon_{molde} \cdot \dot{m}_{aux} \cdot cp_{aux} \cdot (T_{aux;q} - T_{molde}), & \text{se } T_{molde} < T_{mudança} \\ \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{P=1900kPa;x=100\%} - h_{P=1900kPa;x=0\%}), & \text{se } T_{molde} \geq T_{mudança} \end{cases} \quad (7.15)$$

O molde em aço apresenta uma massa de 1750 kg, um calor específico de 486 J · kg⁻¹ · K⁻¹ e uma emissividade de 0,7. Considera-se convecção natural caracterizada por um coeficiente de convecção de 5 W · m⁻² · K⁻¹, uma área exterior do molde de 2,5 m² e uma temperatura exterior de 25 °C.

O fluido auxiliar é água que apresenta um calor específico de 4186 J · kg⁻¹ · K⁻¹, sendo considerado um caudal de 1000 kg · h⁻¹.

As transferências de calor quer no molde quer no permutador são caracterizadas por uma eficiência, obtida pela equação (7.16).

$$\varepsilon_{permutador} = \varepsilon_{molde} = 1 - \exp \left[- \left(\frac{KA}{(\dot{m} \cdot cp)_{min}} \right) \right] \quad (7.16)$$

Note-se que no permutador de calor se considera um KA de 3000 W · K⁻¹, enquanto que no molde se considera um KA de 2000 W · K⁻¹. A estes valores correspondem eficiências de 92,4% no permutador de calor e de 82,1% no molde.

As temperaturas no permutador de calor são determinadas usando as equações (7.17) e (7.18).

$$T_{aux;q} = T_{aux;f} + \varepsilon_{permutador} \cdot (T_{dreno;q} - T_{molde}) \quad (7.17)$$

$$T_{dreno;f} = T_{dreno;q} - \varepsilon_{permutador} \cdot (T_{dreno;q} - T_{molde}) \quad (7.18)$$

A integração da equação diferencial tem como base o método de Euler explícito, como descrito na equação (7.17), com um passo de integração de 60 s.

$$T_{molde}^{i+1} = T_{molde}^i + \Delta t \cdot \frac{dT_{molde}^i}{dt} \quad (7.19)$$

A temperatura inicial do molde é 25 °C e a temperatura da drenagem é constante e igual a 90 °C.

7.2.3 Estimativa da energia térmica

Na solução atual o caudal de vapor introduzido no molde é 150 kg · h⁻¹ até se atingir os 190 °C e no final o caudal passa a ser 11,1 kg · h⁻¹, para manter temperatura estável o tempo que for necessário. Assim, o período de aquecimento dura 30 minutos e consome-se 72,50 kg de vapor para o mesmo. Note-se que se considera que é aproveitado todo o calor latente presente no vapor.

O aproveitamento da energia presente na drenagem pressupõe uma temperatura de mudança entre aquecimento por condensado e por vapor. Na Tabela 7.1 são apresentados os resultados obtidos para diferentes temperaturas de mudança.

Tabela 7.1 – Poupança e aumento do tempo para diferentes $T_{mudança}$

$T_{mudança}$ [°C]	$m_{vapor, pré-aquec}$ [kg]	Poupança [%]	$t_{pré-aquecimento}$ [min]	Aumento do Tempo [%]
30	70,00	3,45%	31,00	3,33%
35	67,50	6,90%	31,00	3,33%
40	65,00	10,34%	32,00	6,67%
45	62,50	13,79%	32,00	6,67%
50	60,00	17,24%	33,00	10,00%
55	57,50	20,69%	34,00	13,33%
60	55,00	24,14%	36,00	20,00%
65	55,00	24,14%	38,00	26,67%
70	52,50	27,59%	41,00	36,67%
75	50,00	31,03%	45,00	50,00%
80	47,50	34,48%	51,00	70,00%
85	45,00	37,93%	64,00	113,33%

Na Figura 7.10 estão representados graficamente os dados presentes na Tabela 7.1. Quanto maior a temperatura de mudança maior é a poupança de vapor, contudo maior é também o tempo de pré-aquecimento. A temperatura de 60 °C parece adequada, permitindo uma poupança da ordem de 24,14% com um aumento tolerável de 20% no tempo de aquecimento. No Anexo B são apresentados os resultados do pré-aquecimento considerando temperatura de mudança de 60 °C.

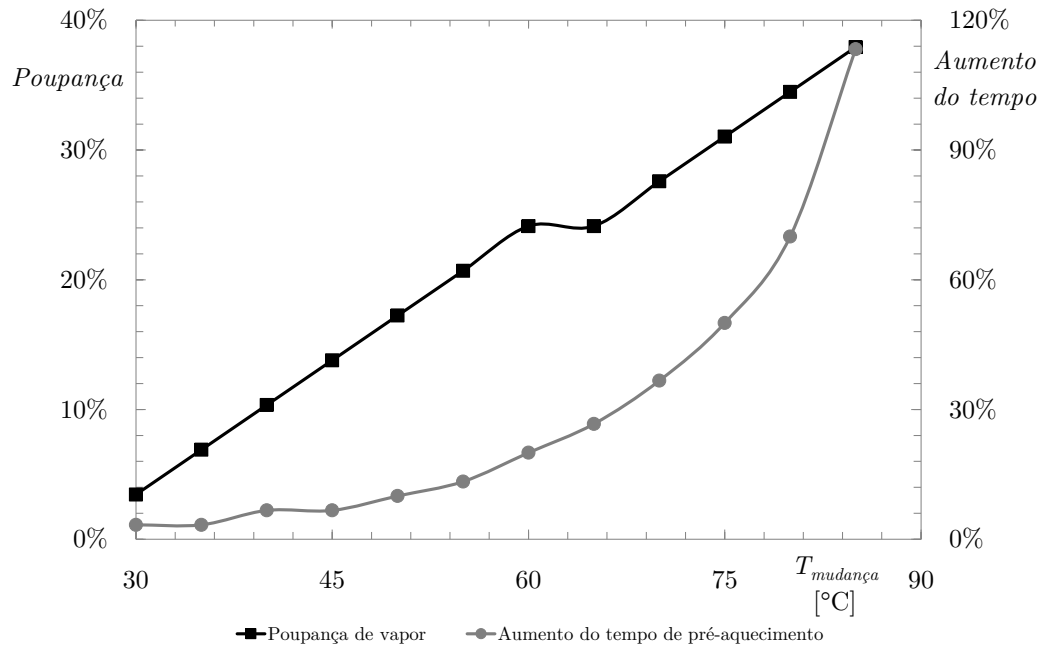


Figura 7.10 – Poupança e aumento do tempo para diferentes $T_{mudança}$.

Na Figura 7.11 está representada a evolução da temperatura do molde ao longo do pré-aquecimento, com o método de aquecimento atual e o proposto.

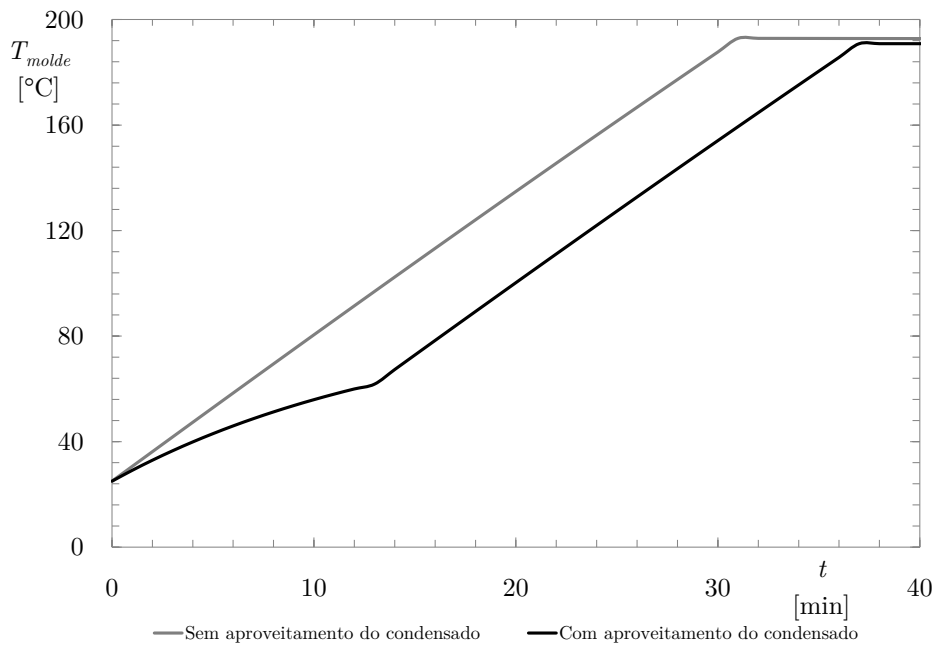


Figura 7.11 – Ciclo de pré-aquecimento com o método atual e o proposto.

Na Figura 7.12 estão representadas as temperaturas do fluido auxiliar e do dreno ao longo do pré-aquecimento até a $T_{mudança}$.

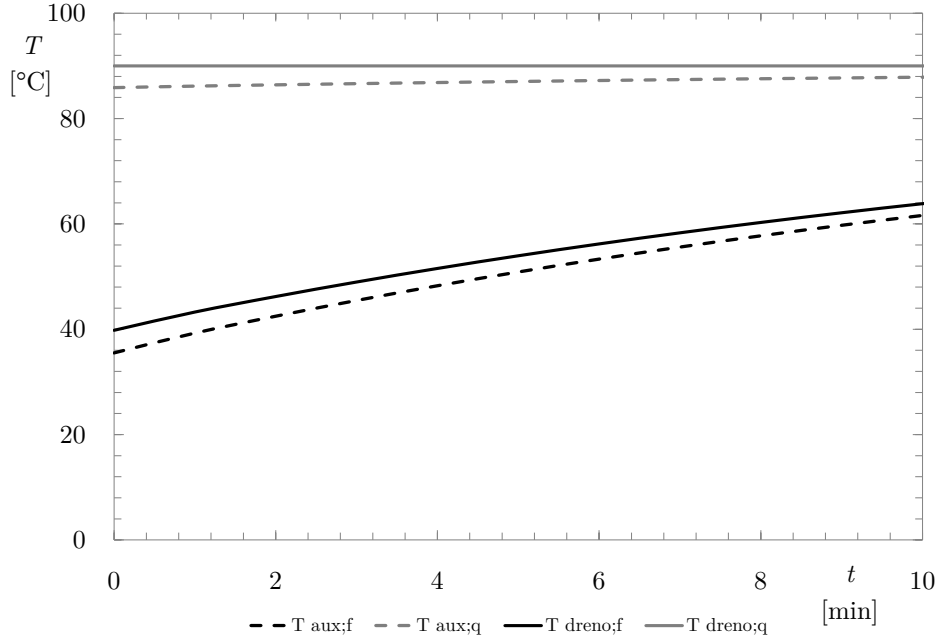


Figura 7.12 – Evolução das temperaturas do fluido auxiliar e do dreno.

7.2.4 Estimativa da poupança de combustível

Em cada molde poupar-se-ia 17,5 kg de vapor, o que a uma taxa de 16 moldes por hora, se traduz numa poupança diária de 6720 kg.

A empresa atualmente dispõe de uma cogeração com rendimento térmico de 59% e de uma caldeira convencional com rendimento térmico de 85%. A produção de vapor é distribuída em partes iguais pelas duas soluções. Os dois sistemas são alimentados a gás natural com um PCI de $11,83 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ (n). O consumo médio diário de combustível é de $50\,000 \text{ m}^3$ (n).

O combustível que se poderia poupar adotando o novo método de pré-aquecimento dos moldes, considerando que se distribui a produção de energia térmica pelos dois sistemas de igual forma, é de $618,2 \text{ m}^3$ (n), como exposto nas equações (7.18) e (7.19).

$$V_{comb;cald} = \frac{50\% \cdot m_{vapor} \cdot (h_{P=1900kPa;x=100\%} - h_{P=100kPa;T=17,5^{\circ}C})}{\eta_{cald} \cdot PCI \cdot 3,6 \times 10^6} \quad (7.20)$$

$$= \frac{0,5 \cdot 6720 \cdot (2800 \times 10^3 - 71,5 \times 10^3)}{0,85 \cdot 11,83 \cdot 3,6 \times 10^6} = 253,3 \text{ m}^3(n)$$

$$V_{comb;cog} = \frac{50\% \cdot m_{vapor} \cdot (h_{P=1900kPa;x=100\%} - h_{P=100kPa;T=17,5^{\circ}C})}{\eta_{cald} \cdot PCI \cdot 3,6 \times 10^6} \quad (7.21)$$

$$= \frac{0,5 \cdot 6720 \cdot (2800 \times 10^3 - 71,5 \times 10^3)}{0,59 \cdot 11,83 \cdot 3,6 \times 10^6} = 364,9 \text{ m}^3(n)$$

Este volume de combustível poupado representa 1,24% do consumo de combustível diário.

7.2.5 Estimativa das emissões de CO₂

À queima de gás natural estão associadas emissões de CO₂, caracterizadas por um fator de emissão, que para este combustível são de 64,1 kg_{CO_{2e}}/GJ. [35]

O volume de gás natural diariamente poupado seria 618,2 m³(n), o que corresponde a 7313,3 kWh, que por sua vez são 26,33 GJ. As emissões diárias associadas a este volume de combustível são 1,69 toneladas de CO₂ equivalente.

7.2.6 Dificuldades de implementação da solução

Tal como referido para a outra solução apresentada, trata-se de um recurso intermitente pelo que é necessário um reservatório no sistema, de forma a absorver momentos de menor quantidade de condensado evacuado na drenagem.

De modo a efetuar o pré-aquecimento simultâneo de vários moldes deve-se realizar montagem em paralelo dos mesmos, uma vez que existe caudal de condensado quente suficiente. O permutador de calor deve ser adequado ao fluido com impurezas, circulando este dentro de tubos com diâmetros consideráveis para menor probabilidade de colmatção da tubagem. Para além disso, esta opção permite fácil limpeza através do recurso a água a elevada pressão.

Não esquecer que a água proveniente da drenagem serve também para aquecimento das águas da cantina e balneários, sendo por isso necessário um sistema de gestão do recurso.

7.3 Reaproveitamento do vapor para a linha de baixa pressão

Uma solução complementar da abordada no capítulo 7.2 seria aproveitar o vapor presente no diafragma e introduzi-lo na linha de vapor de baixa pressão, a cerca de 3 bar(r). Com base na Figura 7.3, o diafragma até atingir a pressão dessa linha expulsa 0,312 kg de vapor. Tendo em conta os 55 000 ciclos diários de vulcanização, o caudal de vapor que poderia ser reaproveitado para a linha de baixa pressão seria de 715 kg · h⁻¹. O mesmo é dizer que diariamente se pouparia 17 160 kg de vapor de baixa pressão.

Com um raciocínio análogo ao realizado nos capítulos 7.2.4 e 7.2.5, o volume de combustível diariamente poupado pela solução apresentada é de 1543,7 m³ (n), como exposto nas equações (7.22) e (7.23).

$$\begin{aligned} V_{comb;cald} &= \frac{50\% \cdot m_{vapor} \cdot (h_{P=400kPa;x=100\%} - h_{P=100kPa;T=17,5^{\circ}C})}{\eta_{cald} \cdot PCI \cdot 3,6 \times 10^6} \\ &= \frac{0,5 \cdot 17160 \cdot (2740 \times 10^3 - 71,5 \times 10^3)}{0,85 \cdot 11,83 \cdot 3,6 \times 10^6} = 632,5 \text{ m}^3(n) \end{aligned} \quad (7.22)$$

$$\begin{aligned}
V_{comb;cog} &= \frac{50\% \cdot m_{vapor} \cdot (h_{P=400kPa;x=100\%} - h_{P=100kPa;T=17,5^{\circ}C})}{\eta_{cog} \cdot PCI \cdot 3,6 \times 10^6} \\
&= \frac{0,5 \cdot 17160 \cdot (2740 \times 10^3 - 71,5 \times 10^3)}{0,59 \cdot 11,83 \cdot 3,6 \times 10^6} = 911,2 \text{ m}^3(n)
\end{aligned} \tag{7.23}$$

Este volume de combustível poupado representa 3,09% do consumo de combustível diário. As emissões diárias associadas ao volume de combustível poupado são 4,21 toneladas de CO₂ equivalente.

8 Expansão da Vulcanização

Atualmente, a empresa está a ponderar aumentar o número de prensas dos canais 6 e 7 até ao comprimento dos canais 8, 9 e 10 atuais. Esta expansão levaria a uma sobrecarga do grupo 2, onde neste momento estes canais estão inseridos. Este capítulo mostra a análise do benefício que se teria ao se redistribuir a produção por 3 grupos, comparando com a redistribuição por 2 grupos.

8.1 Redistribuição por 2 grupos

8.1.1 Hipóteses consideradas

Com a redistribuição da produção por 2 grupos, o grupo 1 ficaria encarregue dos canais 1 a 6 e o grupo 2 dos canais 7 a 10. A central de produção de vácuo do grupo 1 e do grupo 2 não sofriam alteração da sua localização.

As hipóteses consideradas são similares às impostas no capítulo 5.5.1, no que diz respeito a: situações consideradas, número de cavidades ativas por canal, desprezo pela perda de carga introduzida pelo ar e método de cálculo das perdas de carga. Apesar das situações consideradas serem as mesmas, o valor do caudal de condensado é diferente, uma vez que existe, para além de uma repartição da utilização existente, um aumento da utilização causada pelas novas prensas instaladas nos canais 6 e 7. Note-se que se não fosse efetuada a redistribuição da produção, a perda de carga no grupo 2 seria ainda maior que no capítulo 5.5.2, reforçando o desequilíbrio entre os dois grupos.

Na Figura 8.1 está exposta a nova distribuição de prensas, sendo que as prensas que fazem parte do aumento a ser projetado estão representadas de forma translúcida. A distribuição adoptada atenua o desequilíbrio existente na instalação, totalizando 138 prensas para o grupo 1 e 146 para o grupo 2.

Na Figura 8.1 estão representadas a cinza escuro as cavidades consideradas ativas para a estimativa usando o caudal médio, enquanto que para a estimativa usando o caudal máximo, para além das cavidades a cinza escuro, também as assinaladas a cinza claro são consideradas ativas.

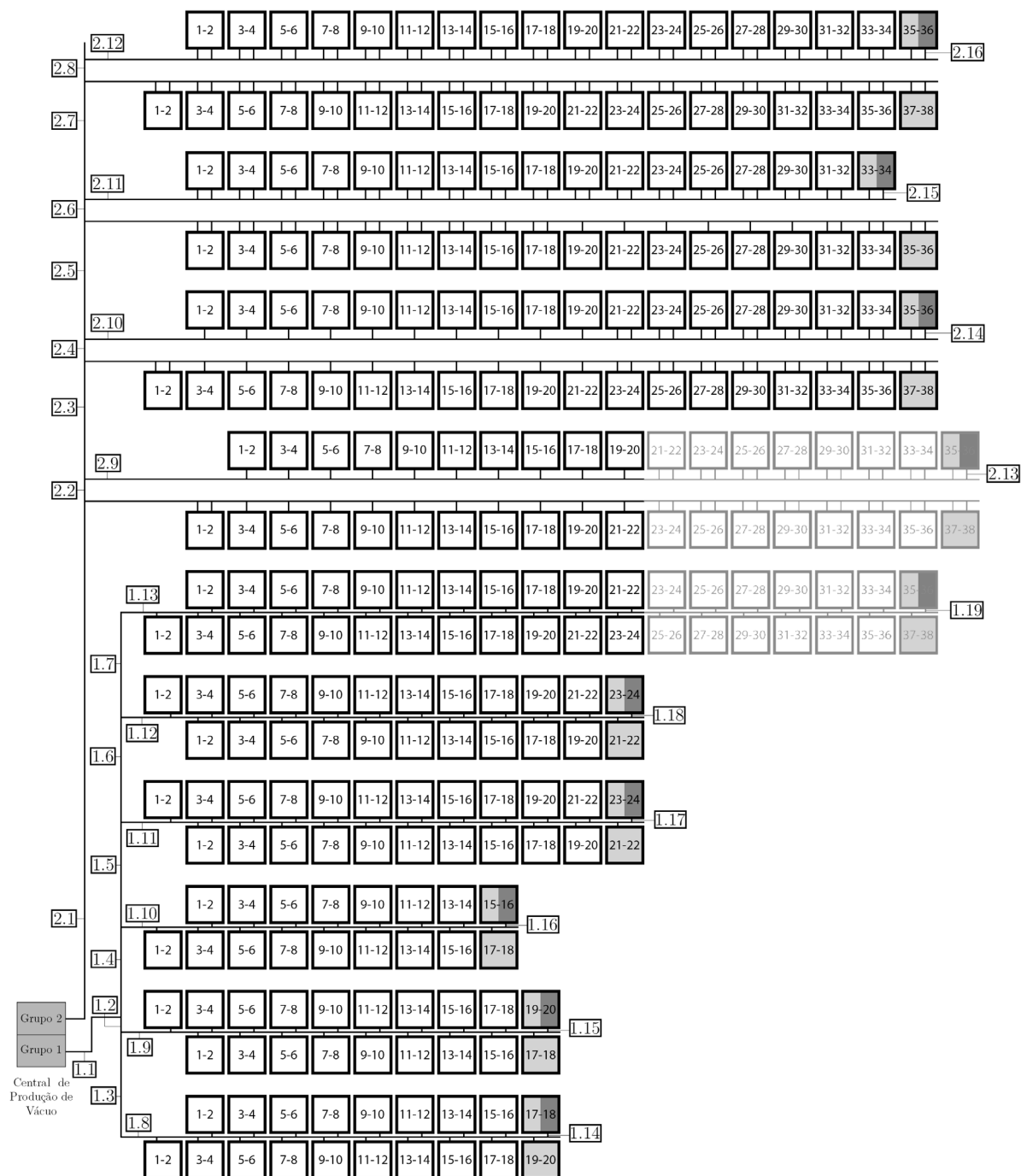


Figura 8.1 – Redistribuição de prensas por 2 grupos com a expansão da vulcanização.

Os valores de coeficiente de perda de carga localizada associados a cada acessório são os mesmos considerados no capítulo 5.5.1, apresentados na Tabela 5.6.

De forma análoga ao capítulo 5.5.1, para cada troço da tubagem foi feito o levantamento dos acessórios, permitindo o cálculo da perda de carga localizada, representado na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço

Troço	Aumento de Secção	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula		Total
		Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta	
1.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
1.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.5	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.6	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.7	0	0,2	0	0	0	0,3	0	0	0,5
1.8	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.9	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.10	0,2	3,2	0,6	0	0	0,3	0	2	6,3
1.11	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
1.12	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
1.13	0,2	7	0,6	0	0	0,3	0	2	10,1
1.14	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.15	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.16	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.17	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.18	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.19	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
2.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
2.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.5	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.6	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.7	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.8	0	0,4	0	0	0	0,3	0	0	0,7
2.9	0,2	7,2	0,6	0	0,2	0	0	2	10,2
2.10	0,2	4,8	0,6	0	0,2	0	0	2	7,8
2.11	0,2	6,4	0,6	0	0,2	0	0	2	9,4
2.12	0,2	6,8	0,6	0	0,2	0	0	2	9,8
2.13	0,3	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1
2.14	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
2.15	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
2.16	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2

8.1.2 Estimativa do caudal médio e máximo

A expansão dá-se apenas no atual grupo 2, passando de 153 prensas para 183, ou seja, 30 novas prensas, o que corresponde a mais 19,6% caudal do que nas situações do grupo 2 consideradas no capítulo 5.5.1.

Com a redistribuição da produção, o novo grupo 1 passou a ser responsável pelo canal 6, o que implica 23 prensas do atual grupo 2 (15% do atual grupo 2) e mais 14 das 30 novas prensas (equivalente a 9,15% do atual grupo 2). Resumindo, o novo grupo 1 teria de responder às necessidades de 100% do atual grupo 1 mais 24,15% do atual grupo 2, relativamente aos valores de caudal considerados no capítulo 5.5.1.

O novo grupo 2 teria 130 das 153 prensas que atualmente pertencem ao grupo 2, o que corresponde a 85% do caudal das situações do grupo 2 consideradas no capítulo 5.5.1. Para além disso, receberia 16 das 30 novas prensas, equivalente a mais 10,5% do atual grupo 2. Resumindo, o novo grupo 2 apresenta 95,5% do caudal do grupo 2 atual, relativamente aos valores de caudal considerados no capítulo 5.5.1.

Na Tabela 8.2 são apresentados os valores de caudal para cada situação.

Tabela 8.2 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]		Espessura de Incrustação [mm]
	Grupo 1	Grupo 2	
1	7124	7649	0
2	7124	7649	5
3	30127	29447	0
4	30127	29447	5

8.1.3 Resultados

No Anexo C são apresentados os resultados em cada troço para cada situação. Agrupando as perdas de carga de cada troço, pode-se obter a diferença de pressão entre cada canal e a central de produção para se poder escoar o caudal desejado.

Na Tabela 8.3 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.3 – Perda de carga até cada canal

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,005	0,005	0,006	0,006	0,006	0,007	0,019	0,020	0,021	0,021
2	0,009	0,008	0,009	0,010	0,010	0,012	0,035	0,037	0,038	0,038
3	0,088	0,087	0,093	0,099	0,102	0,115	0,187	0,199	0,207	0,209
4	0,144	0,143	0,150	0,160	0,165	0,187	0,294	0,312	0,325	0,328

Considere-se que as bombas de vácuo estão a trabalhar com o objetivo de manter a pressão no reservatório de cada grupo em -0,40 bar(r). Na Tabela 8.4 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.4 – Pressão em cada canal

Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-0,395	-0,395	-0,394	-0,394	-0,394	-0,393	-0,381	-0,380	-0,379	-0,379
2	-0,391	-0,392	-0,391	-0,390	-0,390	-0,388	-0,365	-0,363	-0,362	-0,362
3	-0,312	-0,313	-0,307	-0,301	-0,298	-0,285	-0,213	-0,201	-0,193	-0,191
4	-0,256	-0,257	-0,250	-0,240	-0,235	-0,213	-0,106	-0,088	-0,075	-0,072

Na Figura 8.2 está representada a pressão em cada canal para cada situação.

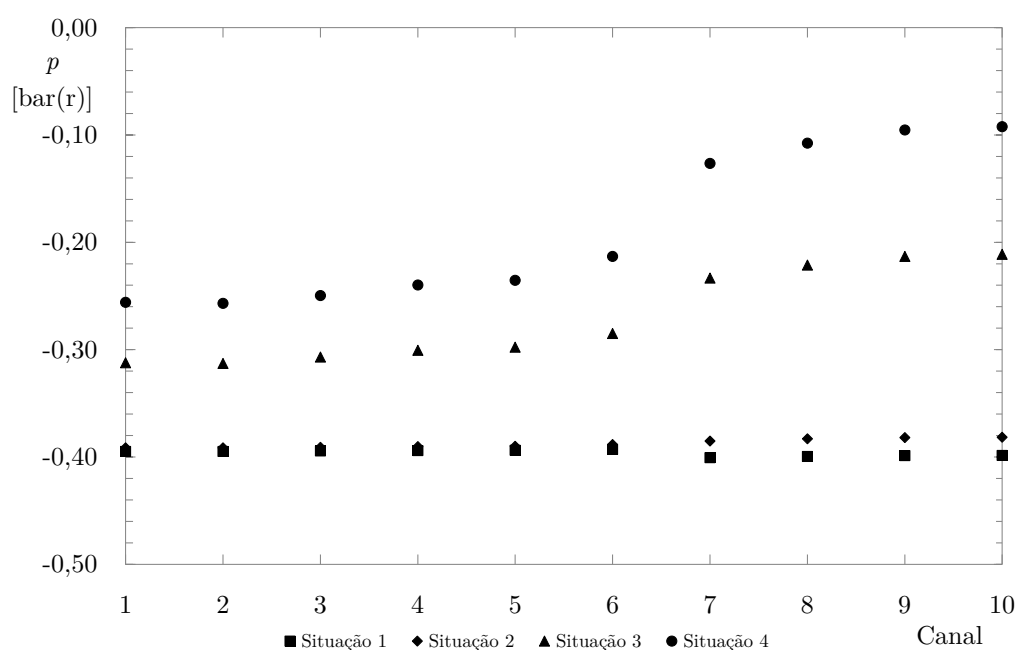


Figura 8.2 – Pressão em cada canal.

8.1.4 Discussão dos resultados

Tal como no capítulo 5.5.3, quando o número de prensas a requisitar o vácuo em simultâneo está dentro da média, a perda de carga no sistema é baixa, ascendendo a uma máximo de 0,04 bar. Porém, em situações de caudal máximo, que ocorrem em menos de 0,1% do tempo, a perda de carga ascende a 0,33 bar.

Na situação de caudal máximo, os dois grupos apresentam uma perda de carga excessiva, não permitindo a correta aspiração do diafragma. O grupo 2 é aquele que apresenta maior perda de carga.

A presença de incrustações na tubagem apresenta um papel igualmente relevante quando comparado com a análise do capítulo 5.5, promovendo aumentos de perda de carga até 85%.

Com base na análise dos dados presentes no Anexo C, pode-se concluir que os troços 1.1 a 1.7, 1.13 e 2.1 a 2.8 apresentam perda de carga excessiva, causada por velocidade excessiva. Para minimizar a perda de carga nos troços 1.1 a 1.7 e 2.1 a 2.8, poder-se-ia proceder à substituição da tubagem DN 100 por uma tubagem DN 125. No troço 1.13 poder-se-ia proceder como nos canais 7 a 10, onde existem dois ramais secundários a alimentar o canal, diminuindo o caudal que passa na tubagem. Estas alterações promovem mudanças nos coeficientes de perda de carga localizada em alguns troços, conforme apresentado na Tabela 8.5.

Tabela 8.5 – Alteração dos coeficientes de perda de carga localizada

Troço	Aumento de Secção	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula		Total
		Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta	
1.8	0,4	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,9
1.9	0,4	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,9
1.10	0,4	3,2	0,6	0	0	0,3	0	2	6,5
1.11	0,4	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,7
1.12	0,4	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,7
1.13	0,4	3,4	0,6	0	0	0,3	0	2	6,6
2.9	0,4	7,2	0,6	0	0,2	0	0	2	10,4
2.10	0,4	4,8	0,6	0	0,2	0	0	2	8,0
2.11	0,4	6,4	0,6	0	0,2	0	0	2	9,6
2.12	0,4	6,8	0,6	0	0,2	0	0	2	10,0

Note-se que unicamente a situação de caudal máximo será explorada, segundo duas possibilidades 3* e 4*, como exposto na Tabela 8.6.

Tabela 8.6 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]		Espessura de Incrustação [mm]
	Grupo 1	Grupo 2	
3*	30127	29447	0
4*	30127	29447	5

No Anexo C são apresentados todos os resultados para esta análise.

Na Tabela 8.7 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.7 – Perda de carga até cada canal com a alteração das tubagens

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3*	0,044	0,044	0,045	0,047	0,048	0,040	0,074	0,077	0,080	0,081
4*	0,073	0,073	0,072	0,075	0,077	0,059	0,112	0,117	0,122	0,123

Na Tabela 8.8 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.8 – Pressão em cada canal

Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3*	-0,356	-0,356	-0,355	-0,353	-0,352	-0,360	-0,326	-0,323	-0,320	-0,319
4*	-0,327	-0,327	-0,328	-0,325	-0,323	-0,341	-0,288	-0,283	-0,278	-0,277

Na Figura 8.3 está representada a pressão em cada canal para cada situação.

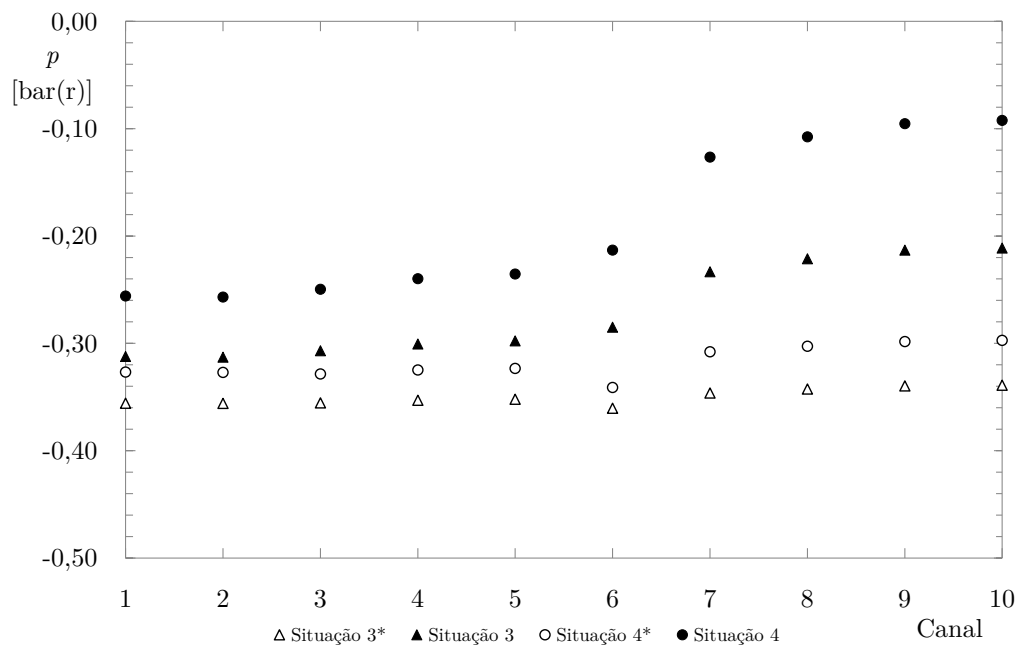


Figura 8.3 – Pressão em cada canal.

As alterações propostas apresentam grande benefício, uma vez que a perda de carga do grupo 1 e do grupo 2 seria da mesma ordem de grandeza, constituindo um sistema mais equilibrado. Na Figura 8.3 é visível que, no caso do grupo 1 para a situação de caudal máximo, se consegue a pressão junto da prensa necessária à correta aspiração do diafragma. No caso do grupo 2, a pressão é próxima do valor desejado porém insuficiente, sendo a solução diminuir a pressão de referência para -0,43 bar(r).

8.2 Redistribuição por 3 grupos

8.2.1 Hipóteses consideradas

Com a redistribuição da produção por 3 grupos, o grupo 1 ficaria encarregue dos canais 1 a 4, o grupo 2 dos canais 5 a 7 e o grupo 3 dos canais 8 a 10. A central de produção de vácuo do grupo 1 e do grupo 2 não sofriam alteração da sua localização e a do grupo 3 seria construída em frente ao canal 9.

Tal como no capítulo 8.1.1, as hipóteses consideradas são similares às impostas no capítulo 5.5.1. O valor do caudal de condensado é diferente, uma vez que existe repartição por 3 grupos em vez de 2.

Na Figura 8.4 está exposta a nova distribuição de prensas pelos 3 grupos, sendo que as prensas que fazem parte do aumento a ser projetado estão representadas de forma translúcida. A distribuição adoptada permite um menor número de prensas em cada grupo privilegiando o equilíbrio, totalizando 78 prensas para o grupo 1, 97 para o grupo 2 e 109 para o grupo 3.

Na Figura 8.4 estão representadas a cinza escuro as cavidades consideradas ativas para a estimativa usando o caudal médio, enquanto que para a estimativa usando o caudal máximo, para além das cavidades a cinza escuro, também as assinaladas a cinza claro são consideradas ativas.

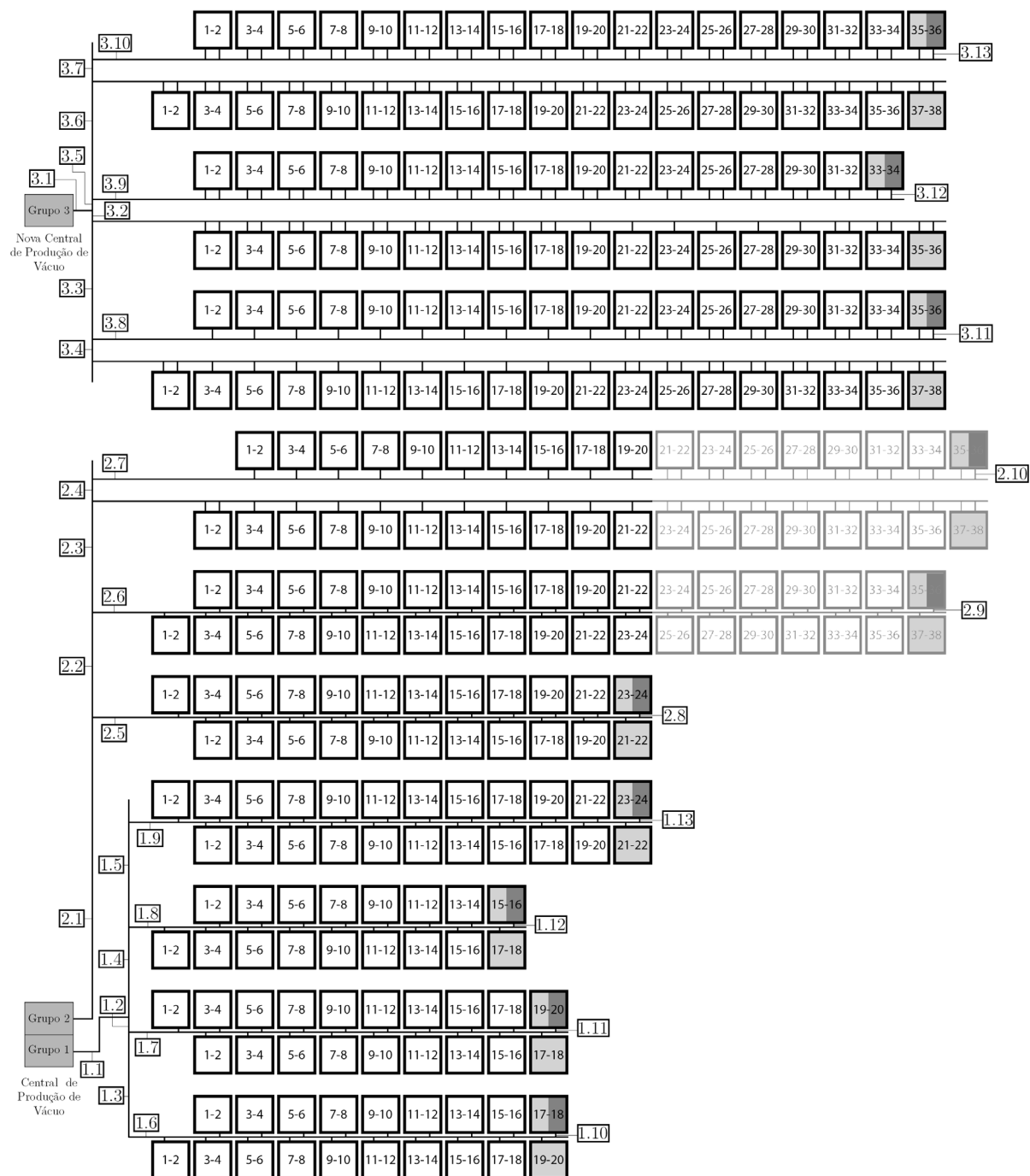


Figura 8.4 – Redistribuição de prensas por 3 grupos com a expansão da vulcanização.

Os valores de coeficiente de perda de carga localizada associados a cada acessório são os mesmos considerados no capítulo 5.5.1, apresentados na Tabela 5.6.

De forma análoga ao capítulo 5.5.1, para cada troço da tubagem foi feito o levantamento dos acessórios, permitindo o cálculo da perda de carga localizada, representado na Tabela 8.9.

Tabela 8.9 – Coeficiente de perda de carga associado a cada troço

Troço	Aumento de Secção	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula		Total
		Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta	
1.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
1.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
1.5	0	0,2	0	0	0	0,3	0	0	0,5
1.6	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.7	0,2	3,6	0,6	0	0	0,3	0	2	6,7
1.8	0,2	3,2	0,6	0	0	0,3	0	2	6,3
1.9	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
1.10	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.11	0,3	0	0,3	0	0	0,9	0,2	0	1,7
1.12	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
1.13	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
2.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
2.2	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
2.5	0,2	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,5
2.6	0,2	7	0,6	0	0	0,3	0	2	10,1
2.7	0,2	7,2	0,6	0	0,2	0	0	2	10,2
2.8	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,2	0	1
2.9	0,3	0	0,3	0	0,2	0	0,1	0	0,9
2.10	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
3.1	0	1	0,3	2	0,2	1,2	0,1	4	8,8
3.2	0	0,2	0,3	0	0	0	0	0	0,5
3.3	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
3.4	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
3.5	0	0,2	0,3	0	0	0	0	0	0,5
3.6	0	0,4	0	0	0	0	0	0	0,4
3.7	0	0,4	0	0	0	0,3	0	0	0,7
3.8	0,2	3,4	0,6	0	0,2	0	0	2	6,4
3.9	0,2	3,2	0,6	0	0,2	0	0	2	6,2
3.10	0,2	3,4	0,6	0	0,2	0	0	2	6,4
3.11	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
3.12	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2
3.13	0,5	0	0,3	0	0	0,3	0,1	0	1,2

8.2.2 Estimativa do caudal médio e máximo

O novo grupo 1 passaria a ter 78 prensas em vez das 101 que detem o atual grupo 1, o que corresponde a 77,2% do caudal das situações do atual grupo 1 consideradas no capítulo 5.5.1.

O novo grupo 3 teria 109 das 153 prensas que pertencem ao atual grupo 2, equivalente a 71,2% do caudal das situações do atual grupo 2 consideradas no capítulo 5.5.1.

O novo grupo 2 teria as restantes percentagens do grupo 1 e do grupo 3, isto é, 22,8% do grupo 1 e 28,8% do grupo 2 atuais, e ainda um caudal proveniente do aumento do número de prensas. O aumento dá-se apenas no atual grupo 2, passando de 153 prensas para 183, ou seja, 30 novas prensas, o que corresponde a mais 19,6% do caudal das situações do grupo 2 consideradas no capítulo 5.5.1. Resumindo, pode-se considerar que o novo grupo 2 teria 22,8% do atual grupo 1 e 48,4% do atual grupo 2, relativamente ao caudal das situações consideradas no capítulo 5.5.1.

Na Tabela 8.10 são apresentados os valores de caudal para cada situação.

Tabela 8.10 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]			Espessura de Incrustação [mm]
	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3	
1	4007	4956	5702	0
2	4007	4956	5702	5
3	17509	19694	21955	0
4	17509	19694	21955	5

8.2.3 Resultados

No Anexo D são apresentados os resultados em cada troço para cada situação. Agrupando as perdas de carga de cada troço, pode-se obter a diferença de pressão entre cada canal e a central de produção para se poder escoar o caudal desejado.

Na Tabela 8.11 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.11 – Perda de carga até cada canal

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,002	0,002	0,002	0,002	0,006	0,008	0,010	0,009	0,009	0,009
2	0,004	0,004	0,004	0,004	0,010	0,013	0,019	0,019	0,019	0,019
3	0,034	0,033	0,034	0,035	0,078	0,102	0,076	0,053	0,053	0,054
4	0,055	0,054	0,055	0,056	0,126	0,167	0,123	0,089	0,088	0,091

Considere-se que as bombas de vácuo estão a trabalhar com o objetivo de manter a pressão no reservatório de cada grupo em -0,40 bar(r). Na Tabela 8.12 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.12 – Pressão em cada canal

Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-0,398	-0,398	-0,398	-0,398	-0,394	-0,392	-0,391	-0,392	-0,392	-0,392
2	-0,396	-0,396	-0,396	-0,396	-0,390	-0,387	-0,382	-0,383	-0,383	-0,382
3	-0,366	-0,367	-0,366	-0,366	-0,323	-0,299	-0,324	-0,347	-0,348	-0,346
4	-0,345	-0,346	-0,345	-0,345	-0,275	-0,234	-0,278	-0,313	-0,314	-0,311

Na Figura 8.5 está representada a pressão em cada canal para cada situação.

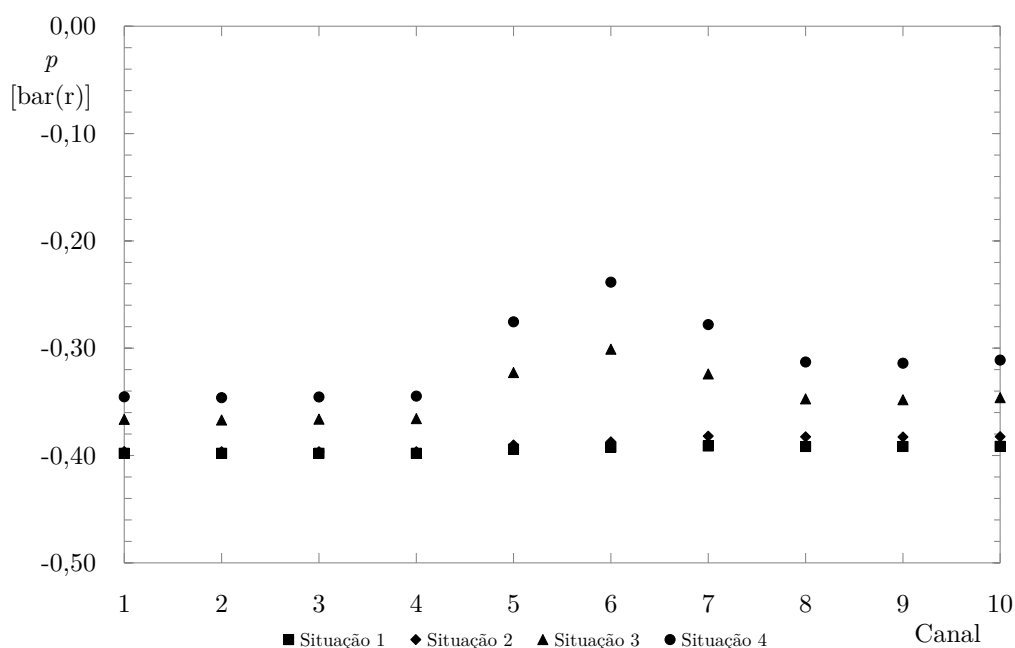


Figura 8.5 – Pressão em cada canal.

8.2.4 Discussão dos resultados

Tal como no capítulo 5.5.3, quando o número de prensas a requisitar o vácuo em simultâneo está dentro da média, a perda de carga no sistema é baixa, ascendendo a uma máximo de 0,02 bar. Porém, em situações de caudal máximo, que ocorrem em menos de 0,1% do tempo, a perda de carga ascende a 0,17 bar.

O grupo 1 e o grupo 3, mesmo em situação de caudal máximo, apresentam na prensa a pressão adequada à correta aspiração do diafragma. Porém, o grupo 2 na situação de caudal máximo apresenta uma perda de carga tão elevada que a pressão

obtida é muito alta, não permitindo a correta aspiração do diafragma. O canal 6 é aquele que apresenta maior perda de carga.

Com base na análise dos dados presentes no Anexo D, pode-se concluir que os troços 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 e 2.6 apresentam perda de carga excessiva, causada por velocidade excessiva. Para minimizar a perda de carga nos troços 2.1 a 2.4, poder-se-ia proceder à substituição da tubagem DN 100 por uma tubagem DN 125. No troço 2.6 poder-se-ia proceder como nos canais 7 a 10, onde existem dois ramais secundários a alimentar o canal, diminuindo o caudal que passa na tubagem. Estas alterações promovem mudanças nos coeficientes de perda de carga localizada em alguns troços, conforme apresentado na Tabela 8.13.

Tabela 8.13 – Alteração dos coeficientes de perda de carga localizada

Troço	Aumento de Secção	Tê		Entrada/Saída Reservatório	Joelho		Válvula		Total
		Principal	Secundário		45°	90°	Esfera	Borboleta	
2.5	0,4	4,4	0,6	0	0	0,3	0	2	7,7
2.6	0,4	3,4	0,6	0	0	0,3	0	2	6,6
2.7	0,4	7,2	0,6	0	0,2	0	0	2	10,4

Apenas o grupo 2 será afetado por estas alterações, por isso somente serão feitos cálculos para os canais 5 a 7. Note-se que unicamente a situação de caudal máximo será explorada, segundo duas possibilidades 3* e 4*, como exposto na Tabela 8.14.

Tabela 8.14 – Situações consideradas para a estimativa de perda de carga

Situação	Caudal [kg · h ⁻¹] Grupo 2	Espessura de Incrustação [mm]
3*	19694	0
4*	19694	5

No Anexo D são apresentados todos os resultados para esta análise.

Na Tabela 8.15 são apresentadas as diferenças de pressão obtidas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.15 – Perda de carga até cada canal com a alteração das tubagens

Situação	Perda de carga até ao canal [bar]		
	5	6	7
3*	0,040	0,034	0,035
4*	0,066	0,054	0,056

Na Tabela 8.16 são apresentadas as pressões obtidas junto das prensas para escoar o caudal da situação referente.

Tabela 8.16 – Pressão em cada canal			
Situação	Pressão em cada canal [bar(r)]		
	5	6	7
3*	-0,360	-0,367	-0,366
4*	-0,336	-0,348	-0,345

Na Figura 8.6 está representado a pressão em cada canal para cada situação.

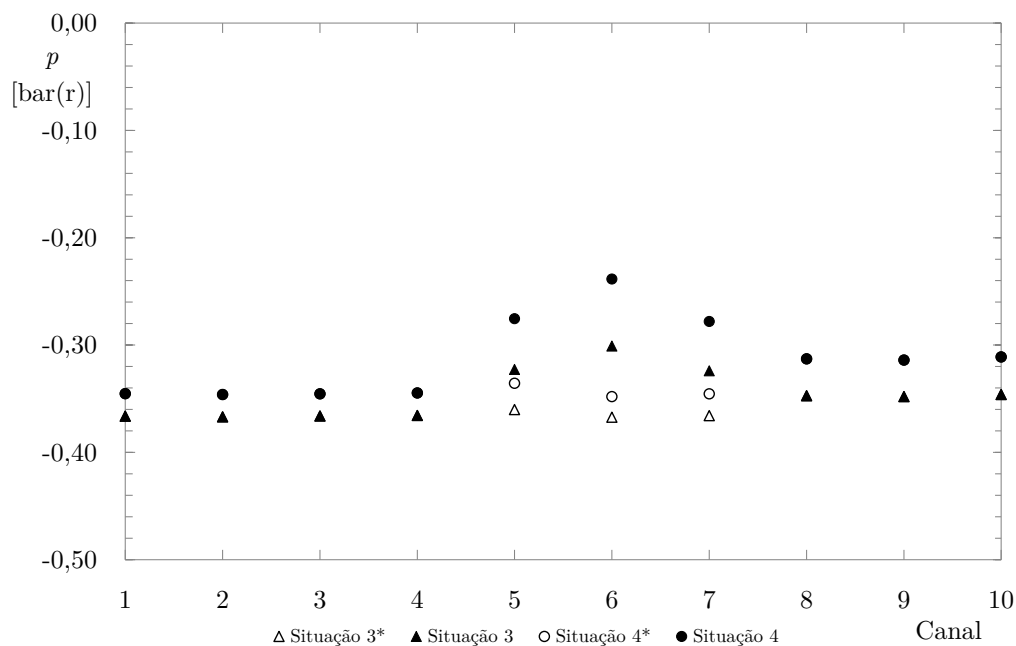


Figura 8.6 – Pressão em cada canal.

As alterações propostas apresentam grande benefício, uma vez que a perda de carga do grupo 2 seria da mesma ordem de grandeza que no grupo 1 e 3, constituindo um sistema mais equilibrado. Na Figura 8.6 é visível que, mesmo para a situação de caudal máximo, se consegue em qualquer dos canais junto da prensa a pressão de -0,30 bar(r). Esta solução permite que no futuro exista a possibilidade de um aumento de caudal da instalação total de até 16%, relativamente à situação de caudal máximo considerada neste projeto de expansão, sem que a pressão de -0,30 bar(r) seja ultrapassada.

8.3 Estimativa do investimento

A vulcanização é o *bottleneck* do processo produtivo da Continental Mabor, pelo que a sua expansão permite um aumento imediato da produção. O objetivo é aumentar 19,8% a produção de pneus, passando de 16,7 milhões de pneus anuais para 20 milhões de pneus anuais, conseguido através de um acréscimo de 30 novas prensas às 254 existentes.

Os lucros da Continental Mabor em 2013 foram de 195,74 milhões de euros [36], pelo que se pode estimar um aumento dos lucros de 38,8 milhões de euros com esta expansão. O investimento necessário para obter este retorno, não diz respeito apenas ao sistema de vácuo, mas também a outros investimentos como a aquisição e instalação de novas prensas.

Atualmente, em termos médios, o número diário de pneus defeituosos causados pelo vácuo é de 1, sendo grande parte associada a vácuo escasso nos canais mais afastados das centrais de produção dos grupos 1 e 2. Desde que se apliquem as alterações sugeridas, quer se opte por 2 grupos quer se opte por 3 grupos é expectável que não existam pneus defeituosos causados pelo vácuo, uma vez que se garante junto da prensa a pressão de -0,30 bar(r). Considera-se que o investimento no controlo é parte fulcral para se atingir os objetivos de diminuição do número de pneus defeituosos.

8.3.1 Redistribuição por 2 grupos

O investimento necessário para a diminuição da perda de carga e para a melhoria do controlo nos dois grupos é de 63.611,00 €, detalhado na Tabela 8.17. Os valores foram obtidos através de orçamentos, de compras anteriores e da interação com os colaboradores da empresa experientes em projeto, no caso da mão-de-obra e da construção civil. O valor atribuído à construção civil é discutível e deve ser avaliado de forma pormenorizada com a elaboração de um orçamento por parte de uma entidade competente.

Tabela 8.17 – Investimento para redistribuição por 2 grupos

Atualização dos grupos 1 e 2				
Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Bomba de vácuo	EDWARDS LR1A200	2.000,00 €	6	12.000,00 €
Bomba de condensado	GRUNDFOS NB 40-125/142	900,00 €	4	3.600,00 €
Tubagem	DN 80 ASTM A106-B	27,26 € · m ⁻¹	200	5.452,00 €
Tubagem	DN 125 ASTM A106-B	58,42 € · m ⁻¹	250	14.605,00 €
Mão-de-obra	Montagem	48,00 € · h ⁻¹	20	960,00 €
Construção civil	Projeto e obra			5.000,00 €
Subtotal				41.617,00 €
Controlo do nível de vácuo em todos os grupos				
Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Variador de frequência	Invertek Optidrive E2 - 7.5kW 400V	500,00 €	6	3.000,00 €
Subtotal				3.000,00 €
Controlo do nível de condensado em todos os grupos				
Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Detetor de nível	Global Water WL705	737,00 €	2	1.474,00 €
Variador de frequência	Bosch Rexroth EFC3600 0.75kW 400V	300,00 €	4	1.200,00 €
Subtotal				2.674,00 €
Controlo da performance de todos os grupos				
Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Caudalímetro de vácuo	KMT-119R 10L1NQ4	1.600,00 €	6	9.600,00 €
Caudalímetro de selante	DRG-1815 G4 C34P	628,00 €	6	3.768,00 €
Transdutor de pressão	ENDRESS HAUSER PMC133	226,00 €	12	2.712,00 €
Medidor de potência	Threephase Wattmeter	40,00 €	6	240,00 €
Subtotal				16.320,00 €
Total				63.611,00 €

8.3.2 Redistribuição por 3 grupos

O investimento necessário para a construção do grupo 3, atualização dos restantes grupos e melhoria do controlo em todos os grupos é de 123.726,06 €, detalhado na Tabela 8.18.

Tabela 8.18 – Investimento para redistribuição por 3 grupos

Construção do grupo 3 e atualização dos restantes grupos				
Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Reservatório	1500 litros em AISI 316 L	2.960,00 €	1	2.960,00 €
Bomba de vácuo	EDWARDS LR1A200	2.000,00 €	9	18.000,00 €
Bomba de condensado	GRUNDFOS NB 40-125/142	900,00 €	6	5.400,00 €
Válvula	De esfera DN 15	50,16 €	5	250,80 €
Válvula	De esfera DN 25	84,16 €	5	420,80 €
Válvula	De borboleta DN 100	91,92 €	3	275,76 €
Tubagem	DN 80 ASTM A106-B	27,26 € · m ⁻¹	200	5.452,00 €
Tubagem	DN 100 ASTM A106-B	42,18 € · m ⁻¹	15	632,70 €
Tubagem	DN 125 ASTM A106-B	58,42 € · m ⁻¹	100	5.842,00 €
Filtro	SPX AIRPEL SERIES OV	830,00 €	1	830,00 €
Transdutor de pressão	ENDRESS HAUSER PMC133	226,00 €	1	226,00 €
Transdutor de temperatura	PT100	105,00 €	1	105,00 €
PLC	SIEMENS S7400 e acessórios	5.000,00 €	1	5.000,00 €
Tanque aberto	Chapa quinada	1.500,00 €	1	1.500,00 €
Mão-de-obra	Montagem	48,00 € · h ⁻¹	80	3.840,00 €
Construção civil	Projeto e obra			40.000,00 €
Subtotal				90.735,06 €

Controlo do nível de vácuo em todos os grupos

Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Variador de frequência	Invertek Optidrive E2 - 7.5kW 400V	500,00 €	9	4.500,00 €
Subtotal				4.500,00 €

Controlo do nível de condensado em todos os grupos

Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Detetor de nível	Global Water WL705	737,00 €	3	2.211,00 €
Variador de frequência	Bosch Rexroth EFC3600 0.75kW 400V	300,00 €	6	1.800,00 €
Subtotal				4.011,00 €

Controlo da performance de todos os grupos

Componente	Descrição	Preço Unitário	Quantidade	Valor
Caudalímetro de vácuo	KMT-119R 10L1NQ4	1.600,00 €	9	14.400,00 €
Caudalímetro de selante	DRG-1815 G4 C34P	628,00 €	9	5.652,00 €

Transdutor de pressão	ENDRESS HAUSER PMC133	226,00 €	18	4.068,00 €
Medidor de potência	Threephase Wattmeter	40,00 €	9	360,00 €
Subtotal				24.480,00 €
Total				123.726,06 €

8.3.3 Análise do investimento

As duas hipóteses alternativas estudadas são válidas, desde que sejam efetuadas as alterações das tubagens sugeridas. A redistribuição por 3 grupos apresenta menor perda de carga que a redistribuição por 2 grupos, embora as duas soluções permitam obter junto da prensa a pressão de -0,30 bar(r). Note-se que no caso da redistribuição por 2 grupos, para se obter esse valor de pressão é necessário alterar a pressão de referência do grupo 2 para -0,43 bar(r).

O investimento necessário para a redistribuição por 3 grupos é sensivelmente o dobro da outra solução, porém esta apresenta possibilidade de trabalhar com mais 16% do caudal, o que lhe confere vantagem caso se pretenda expandir ainda mais a vulcanização. A solução com 2 grupos é uma solução dimensionada para a instalação com esta expansão projetada, operando no limite quando em situação de caudal máximo.

8.3.4 Priorização do investimento

O investimento pode ser priorizado segundo diversos critérios, nomeadamente custo mínimo e relevância, sendo o primeiro um critério objetivo e o segundo um critério subjetivo.

Quer na redistribuição por 2 grupos quer na redistribuição por 3 grupos, segundo o critério de custo mínimo, a prioridade de investimento é a seguinte: controlo do nível de condensado, controlo do nível de vácuo, controlo da performance das bombas e atualização dos grupos. Segundo a relevância, a prioridade de investimento é a seguinte: atualização dos grupos, controlo do nível de vácuo, controlo da performance das bombas de vácuo e controlo do nível de condensado.

9 Conclusões e Trabalhos Futuros

A presente dissertação conduziu às seguintes conclusões:

1. Entre os problemas do sistema atual da empresa destacam-se: central de produção de vácuo afastada do ponto de utilização no grupo 2, dificuldades de controlo de temperatura e de nível do depósito no grupo 2, introdução de ar no sistema de vácuo para remoção do condensado, falta de controlo do sistema de vácuo e presença de incrustações nas tubagens;
2. A instalação apresenta em média 4,81 cavidades a usar vácuo em simultâneo no grupo 1, 5,71 no grupo 2 e 10,52 no total. O caudal médio de condensado debitado é de $5190 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ para o grupo 1 e $8009 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ para o grupo 2. Após a drenagem, o título do vapor remanescente no diafragma é cerca de 5%. Note-se que 82% do condensado retirado do sistema pelas bombas foi introduzido para arrefecimento;
3. Na situação de caudal médio, os dois grupos apresentam perda de carga adequada à aspiração do diafragma, contudo na situação de caudal máximo, o grupo 2 apresenta perda de carga excessiva, ascendendo a 0,32 bar. A substituição dos troços 2.1 a 2.9 por tubagem DN 125 resolveria o problema, limitando a perda de carga a um máximo de 0,115 bar;
4. As alterações sugeridas ao modelo da central de produção de vácuo são a remoção da purga antes do reservatório e a recirculação do caudal de selante. Sugere-se que se realize o controlo do nível de vácuo e de condensado para valores pré-definidos, aumentando a estabilidade do sistema. São recomendadas algumas mudanças nos componentes, das quais se destaca a substituição das bombas de condensado de deslocamento positivo por bombas elétricas, permitindo redução do caudal de ar a aspirar pelo sistema de vácuo, redução do consumo elétrico, redução das emissões de CO_2 equivalente e ainda, redução da oscilação da pressão do sistema de vácuo;
5. No caso do grupo 2, a introdução do variador de frequência aplicado a uma bomba EDWARDS LR1A200 permite a poupança diária de 31,2 kWh, o que

corresponde a uma redução de 21,8% face ao funcionamento sem variador de frequência. A poupança de emissões diárias de CO₂ equivalente ascenderia a 4,43 kg;

6. O valor de pressão de referência para o controlo do nível de vácuo deve ser -0,40 bar(r) para o grupo 1 e -0,62 bar(r) para o grupo 2. No caso de se efetuarem as alterações sugeridas nas tubagens, o valor de pressão de referência deve ser de ser -0,40 bar(r) para o grupo 1 e -0,42 bar(r) para o grupo 2;
7. No caso do grupo 2, a bomba que apresenta menor consumo energético dentro das opções consideradas, é a bomba EDWARDS LR1A200 com uma capacidade máxima de $196 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$;
8. O cálculo da eficiência da bomba de vácuo constitui uma avaliação quantitativa da sua performance e é conseguida recorrendo a um medidor diferencial de pressão, um caudalímetro e um medidor de potência elétrica. O valor máximo de eficiência para as bombas de anel líquido consideradas é de 15% e ocorre para uma pressão de operação em torno dos 200 mbar;
9. A geração de eletricidade é uma solução demasiado teórica e pouco exequível na prática, embora tenha potencial para gerar diariamente 1833 kWh de energia elétrica e alimentar 48,6% dos equipamentos de refrigeração presentes nos gabinetes com recurso à energia térmica;
10. O aproveitamento do condensado da drenagem para pré-aquecimento dos moldes leva a uma poupança de 24,14% no consumo de vapor com um aumento de 20% no tempo de aquecimento. Esta poupança traduz-se numa redução 1,24% do combustível diário queimado na instalação, evitando a emissão diária de 1,69 toneladas de CO₂ equivalente. De forma complementar, o reaproveitamento do vapor remanescente após a vulcanização em linhas de baixa pressão leva a uma redução de 3,09% do combustível diário queimado na instalação, evitando a emissão diária de 4,21 toneladas de CO₂ equivalente;
11. Com a ocorrência da expansão do número de prensas da vulcanização, a redistribuição da produção por 2 ou por 3 grupos são opções válidas, desde que sujeitas a algumas alterações nas tubagens. A redistribuição por 3 grupos possibilita uma expansão futura até 16%, relativamente à situação de caudal máximo considerada neste projeto de expansão;
12. O investimento necessário para a redistribuição por 2 grupos estima-se em 63.611,00 €, enquanto que para a redistribuição por 3 grupos se estima em 123.726,06 €.

No seguimento da dissertação desenvolvida surgem algumas perspectivas de trabalho futuro como:

1. Aplicação das propostas apresentadas e verificação das melhorias esperadas;
2. Confirmação dos caudais com os caudalímetros sugeridos, comparando com as estimativas realizadas;
3. Determinação experimental das curvas características das bombas de vácuo para diferentes velocidades de rotação;
4. Comparação da poupança obtida por introdução do variador de frequência com a estimativa calculada;
5. Dimensionamento de permutadores para aproveitamento da energia presente na drenagem.

Referências e Bibliografia

- [1] (17/02/2014). *Continental*. Available: <http://www.conti-online.com/>
- [2] M. Pandya^a, R. N. Patel^b, and S. K. P. Amarnath^c, "Determination of Time Delay and Rate of Temperature Change during Tyre Curing (Vulcanizing) Cycle," *Procedia Engineering*, vol. 51, pp. 828 – 833, 2013.
- [3] W. F. Smith, *Princípios de Ciência e Engenharia dos Materiais*, 3^a Edição ed.: McGraw-Hill, 1998.
- [4] A. Moutinho, M. Silva, and M. Cunha, *Tecnologia de Vácuo*: Universidade Nova de Lisboa, 1980.
- [5] *Vacuum Technology - Know How - Pfeiffer Vacuum*. Available: http://www.triumf.ca/sites/default/files/lecture_vac_Pfeiffer-Vacuum-Technology-KnowHow.pdf
- [6] J. F. O'Hanlon, *A User's Guide to Vacuum Technology*: John Wiley & Sons, 2003.
- [7] L. Holland, W. Steckelmacher, and J. Yarwood, *Vacuum Manual*: E. & F. N. SPON, 1974.
- [8] B. S. Massey, *Mecânica dos Fluidos*: Fundação Calouste Gulbenkian, 2002.
- [9] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 2th Edition ed.: McGraw-Hill, 1987.
- [10] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi, and W. W. Huebsch, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 6th Edition ed.: John Wiley & Sons, 2010.
- [11] (25/02/2014). *Wintek Corporation*. Available: <http://www.wintek-corp.com/liquid-ring/how-liquid-ring-works.html>
- [12] (25/02/2014). *Dekker Vacuum*. Available: <http://www.dekkervacuum.com/static4/operation.asp>
- [13] (25/02/2014). *Elmo Rietschle*. Available: <http://www.gd-elmorietschle.com/product.aspx?id=15486&mi=692&smi=732>
- [14] P. Telles, *Tubulações Industriais*: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1976.
- [15] ASTM, *A106: Standard Specification for Seamless Carbon Steel Pipe for High-Temperature Service*, 2004.
- [16] ASTM, *A240: Standard Specification for Chromium and Chromium-Nickel Stainless Steel Plate, Sheet, and Strip for Pressure Vessels and for General Applications*, 2004.

- [17] *Data sheet liquidring pump Series L-BV2 - Gardner Denver Deutschland GmbH* (12/2004 En ed.). Available: http://www.gd-elmorietschle.com/uploadedFiles/Elmo-Rietschle/Downloads/Content_L/DaBl_L_V/DaBl2BV2071SS_En.pdf
- [18] *Data sheet liquidring pump Dolphin LX 0180 B - Busch.* Available: http://www.busch-pump.ru/tovar_td/5325.pdf
- [19] *Data sheet liquidring pump Series L-BV7 - Gardner Denver Deutschland GmbH* (06/2005 En ed.). Available: <http://www.axflow.com/local/suomi/nesterengaspump%20%28bv7%29.pdf>
- [20] *MFP14 Automatic pumps - Spirax Sarco.* Available: http://www.spiraxsarco.com/pdfs/sb/p136_01.pdf
- [21] *Grundfos Data Booklet - NB, NBE - Single-stage end-suction pumps 50 Hz - Grundfos.* Available: http://www.pumppower.com.au/wp-content/uploads/2013/07/NB_NBE-Data-Booklet.pdf
- [22] *Ball Valves Product Overview - Mecafrance.* Available: http://www.mecafrance-sa.com/upload/us/fiche/MCF_Brochure_English.pdf
- [23] *Double-Piston Quarter Turn Actuators - TYPE SAD/SAF 90° - AMG-PESCH GmbH.* Available: http://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&ved=0CDgQFjAC&url=http%3A%2F%2Fwww.peschgruppe.de%2Findex.php%3Fmodule%3Dexplorer%26displayAction%3Ddownload%26downloadFile%3D%2Fimported%2Fprodukte%2Fsad_saf-03%2Ftd_e%2Ftd_SAD_SAF03_E-15.pdf&ei=0PsyU8v9L4vo7AaKqoCQDQ&usg=AFQjCNH-FwbIYuvAyyvLKNlsLL34pwcP1Q&sig2=aFmAD9cO_RR1I9BHkdsjyg
- [24] *Rocky Pistol Valves - Airtec.*
- [25] (26/03/2014). *TTV Valves.* Available: <http://www.ttv.es/>
- [26] ASME, *Welded and Seamless Wrought Steel Pipe - B36.10M*, 2004.
- [27] *Single Filter OV - SPX.* Available: http://www.europages.com/filestore/gallery/51/fe/11488152_818e71a5.pdf
- [28] *Transmetteur de pression cerabar PMC 133 - Endress Hauser.* Available: <https://portal.endress.com/wa001/dla/5000000/4027/000/00/TI105PFR.pdf>
- [29] (07/03/2014). *Siemens PLC.* Available: <http://www.automation.siemens.com/mcms/programmable-logic-controller/en/simatic-s7-controller/s7-400/pages/default.aspx>
- [30] P. M. Coelho, *Tabelas de Termodinâmica*: FEUP Edições, 2007.
- [31] (04/06/2014). *EDP - Origens da Eletricidade.* Available: <http://www.edpsu.pt/pt/origemdaenergia/Pages/OrigensdaEnergia.aspx>
- [32] *Sizing Data Single & Dual Filters - SPX.* Available: <http://www.spx.com/en/assets/pdf/a170-sizing-data-airp-a4-en.pdf>
- [33] K. Skelton. (1998). *Variable Frequency Drives for a Vacuum Pump System.* Available: <http://www.graham-mfg.com/usr/pdf/techlibvacuum/219.pdf>

- [34] *Data sheet liquidring pump Series LR1A200 - Edwards Vacuum (08/2007 ed.)*. Available:
<http://www.edwardsvacuum.com/Products/View.aspx?sku=LR1A200>
- [35] C. M. T. Pinho, *Gestão da Energia Térmica*: FEUP, 2011.
- [36] (11/06/2014). *Económico*. Available:
http://economico.sapo.pt/noticias/continental-mabor-com-lucros-de-19574-milhoes_191161.html

ANEXO A: Instalação atual

Na Tabela A-1 estão apresentados os resultados relativos à situação 1.

Tabela A-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	5,28	0,20	40533	0,023	45	169	215
1.2	DN 100	4	0,4	2,11	0,08	16213	0,028	4	1	5
1.3	DN 100	14	0,4	1,06	0,04	8107	0,033	4	0	4
1.4	DN 100	14	0,4	3,17	0,12	24320	0,025	25	3	28
1.5	DN 100	15,5	0,4	2,11	0,08	16213	0,028	14	1	15
1.6	DN 100	17,4	0,5	1,06	0,04	8107	0,033	5	0	5
1.7	DN 80	38,4	6,7	1,06	0,07	10695	0,031	38	16	53
1.8	DN 80	38,4	6,7	1,06	0,07	10695	0,031	38	16	53
1.9	DN 80	38,4	6,3	1,06	0,07	10695	0,031	38	15	52
1.10	DN 80	38,4	7,5	1,06	0,07	10695	0,031	38	17	55
1.11	DN 80	38,4	7,5	1,06	0,07	10695	0,031	38	17	55
1.12	DN 50	2	1,7	1,06	0,15	16006	0,029	14	20	34
1.13	DN 50	2	1,7	1,06	0,15	16006	0,029	14	20	34
1.14	DN 50	2	1	1,06	0,15	16006	0,029	14	12	25
1.15	DN 50	2	1	1,06	0,15	16006	0,029	14	12	25
1.16	DN 50	2	1	1,06	0,15	16006	0,029	14	12	25
2.1	DN 100	80	8,8	8,15	0,31	62549	0,021	803	403	1206
2.2	DN 100	18	0,4	6,52	0,24	50040	0,022	120	12	132
2.3	DN 100	2	0,4	6,52	0,24	50040	0,022	13	12	25
2.4	DN 100	14	0,4	4,89	0,18	37530	0,023	55	7	62
2.5	DN 100	2	0,4	4,89	0,18	37530	0,023	8	7	14
2.6	DN 100	20	0,4	3,26	0,12	25020	0,025	38	3	41
2.7	DN 100	2	0,4	3,26	0,12	25020	0,025	4	3	7
2.8	DN 100	18	0,4	1,63	0,06	12510	0,030	10	1	11
2.9	DN 100	2	0,7	1,63	0,06	12510	0,030	1	1	2
2.10	DN 80	38,4	7,5	1,63	0,11	16504	0,028	81	42	123

2.11	DN 80	50,5	4,8	1,63	0,11	16504	0,028	107	27	133
2.12	DN 80	101,75	7,8	1,63	0,11	16504	0,028	215	43	258
2.13	DN 80	101,75	9,4	1,63	0,11	16504	0,028	215	52	267
2.14	DN 80	101,75	9,8	1,63	0,11	16504	0,028	215	54	269
2.15	DN 50	2	0,9	1,63	0,24	24700	0,026	30	25	55
2.16	DN 40	2	1	1,63	0,40	31875	0,026	104	77	182
2.17	DN 40	2	1,2	1,63	0,40	31875	0,026	104	93	197
2.18	DN 40	2	1,2	1,63	0,40	31875	0,026	104	93	197
2.19	DN 40	2	1,2	1,63	0,40	31875	0,026	104	93	197

Na Tabela A-2 estão apresentados os resultados relativos à situação 2.

Tabela A-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	5,28	0,25	45183	0,023	69	261	330
1.2	DN 100	4	0,4	2,11	0,10	18073	0,027	5	2	7
1.3	DN 100	14	0,4	1,06	0,05	9037	0,032	6	0	6
1.4	DN 100	14	0,4	3,17	0,15	27110	0,025	38	4	43
1.5	DN 100	15,5	0,4	2,11	0,10	18073	0,027	21	2	22
1.6	DN 100	17,4	0,5	1,06	0,05	9037	0,032	7	1	7
1.7	DN 80	38,4	6,7	1,06	0,09	12375	0,030	65	28	93
1.8	DN 80	38,4	6,7	1,06	0,09	12375	0,030	65	28	93
1.9	DN 80	38,4	6,3	1,06	0,09	12375	0,030	65	26	92
1.10	DN 80	38,4	7,5	1,06	0,09	12375	0,030	65	31	97
1.11	DN 80	38,4	7,5	1,06	0,09	12375	0,030	65	31	97
1.12	DN 50	2	1,7	1,06	0,24	20087	0,027	32	49	82
1.13	DN 50	2	1,7	1,06	0,24	20087	0,027	32	49	82
1.14	DN 50	2	1	1,06	0,24	20087	0,027	32	29	61
1.15	DN 50	2	1	1,06	0,24	20087	0,027	32	29	61
1.16	DN 50	2	1	1,06	0,24	20087	0,027	32	29	61
2.1	DN 100	80	8,8	8,15	0,38	69724	0,021	1219	622	1841
2.2	DN 100	18	0,4	6,52	0,30	55779	0,022	182	18	200
2.3	DN 100	2	0,4	6,52	0,30	55779	0,022	20	18	38
2.4	DN 100	14	0,4	4,89	0,23	41834	0,023	84	10	94
2.5	DN 100	2	0,4	4,89	0,23	41834	0,023	12	10	22
2.6	DN 100	20	0,4	3,26	0,15	27890	0,025	58	5	62
2.7	DN 100	2	0,4	3,26	0,15	27890	0,025	6	5	10
2.8	DN 100	18	0,4	1,63	0,08	13945	0,029	15	1	16
2.9	DN 100	2	0,7	1,63	0,08	13945	0,029	2	2	4

2.10	DN 80	38,4	7,5	1,63	0,14	19097	0,027	141	75	215
2.11	DN 80	50,5	4,8	1,63	0,14	19097	0,027	185	48	233
2.12	DN 80	101,75	7,8	1,63	0,14	19097	0,027	373	78	450
2.13	DN 80	101,75	9,4	1,63	0,14	19097	0,027	373	93	466
2.14	DN 80	101,75	9,8	1,63	0,14	19097	0,027	373	97	470
2.15	DN 50	2	0,9	1,63	0,37	30997	0,025	71	62	133
2.16	DN 40	2	1	1,63	0,73	43202	0,025	337	260	597
2.17	DN 40	2	1,2	1,63	0,73	43202	0,025	337	312	649
2.18	DN 40	2	1,2	1,63	0,73	43202	0,025	337	312	649
2.19	DN 40	2	1,2	1,63	0,73	43202	0,025	337	312	649

Na Tabela A-3 estão apresentados os resultados relativos à situação 3.

Tabela A-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	23,07	0,86	177128	0,019	704	3229	3933
1.2	DN 100	4	0,4	9,23	0,35	70851	0,021	51	23	74
1.3	DN 100	14	0,4	4,61	0,17	35426	0,024	50	6	56
1.4	DN 100	14	0,4	13,84	0,52	106277	0,020	376	53	429
1.5	DN 100	15,5	0,4	9,23	0,35	70851	0,021	196	23	219
1.6	DN 100	17,4	0,5	4,61	0,17	35426	0,024	62	7	69
1.7	DN 80	38,4	6,7	4,61	0,30	46737	0,023	529	298	827
1.8	DN 80	38,4	6,7	4,61	0,30	46737	0,023	529	298	827
1.9	DN 80	38,4	6,3	4,61	0,30	46737	0,023	529	280	810
1.10	DN 80	38,4	7,5	4,61	0,30	46737	0,023	529	333	863
1.11	DN 80	38,4	7,5	4,61	0,30	46737	0,023	529	333	863
1.12	DN 50	2	1,7	4,61	0,67	69944	0,022	204	379	583
1.13	DN 50	2	1,7	4,61	0,67	69944	0,022	204	379	583
1.14	DN 50	2	1	4,61	0,67	69944	0,022	204	223	427
1.15	DN 50	2	1	4,61	0,67	69944	0,022	204	223	427
1.16	DN 50	2	1	4,61	0,67	69944	0,022	204	223	427
2.1	DN 100	80	8,8	31,36	1,17	240818	0,018	10133	5968	16101
2.2	DN 100	18	0,4	25,09	0,94	192654	0,019	1487	174	1661
2.3	DN 100	2	0,4	21,95	0,82	168573	0,019	128	133	261
2.4	DN 100	14	0,4	18,82	0,70	144491	0,019	670	98	768
2.5	DN 100	2	0,4	15,68	0,59	120409	0,019	68	68	136
2.6	DN 100	20	0,4	12,54	0,47	96327	0,020	447	43	490
2.7	DN 100	2	0,4	9,41	0,35	72245	0,021	26	24	51
2.8	DN 100	18	0,4	6,27	0,23	48164	0,022	112	11	123

2.9	DN 100	2	0,7	3,14	0,12	24082	0,026	4	5	8
2.10	DN 80	38,4	7,5	6,27	0,41	63542	0,022	933	616	1549
2.11	DN 80	50,5	4,8	3,14	0,20	31771	0,024	345	99	443
2.12	DN 80	101,75	7,8	3,14	0,20	31771	0,024	694	160	854
2.13	DN 80	101,75	9,4	3,14	0,20	31771	0,024	694	193	887
2.14	DN 80	101,75	9,8	3,14	0,20	31771	0,024	694	201	896
2.15	DN 50	2	0,9	3,14	0,46	47547	0,024	99	93	192
2.16	DN 40	2	1	1,57	0,38	30680	0,026	97	71	169
2.17	DN 40	2	1,2	1,57	0,38	30680	0,026	97	86	183
2.18	DN 40	2	1,2	1,57	0,38	30680	0,026	97	86	183
2.19	DN 40	2	1,2	1,57	0,38	30680	0,026	97	86	183

Na Tabela A-4 estão apresentados os resultados relativos à situação 4.

Tabela A-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	23,07	1,07	197446	0,018	1076	4985	6061
1.2	DN 100	4	0,4	9,23	0,43	78978	0,021	77	36	113
1.3	DN 100	14	0,4	4,61	0,21	39489	0,023	75	9	84
1.4	DN 100	14	0,4	13,84	0,64	118467	0,019	573	82	654
1.5	DN 100	15,5	0,4	9,23	0,43	78978	0,021	297	36	334
1.6	DN 100	17,4	0,5	4,61	0,21	39489	0,023	94	11	105
1.7	DN 80	38,4	6,7	4,61	0,40	54079	0,022	927	534	1461
1.8	DN 80	38,4	6,7	4,61	0,40	54079	0,022	927	534	1461
1.9	DN 80	38,4	6,3	4,61	0,40	54079	0,022	927	502	1429
1.10	DN 80	38,4	7,5	4,61	0,40	54079	0,022	927	598	1525
1.11	DN 80	38,4	7,5	4,61	0,40	54079	0,022	927	598	1525
1.12	DN 50	2	1,7	4,61	1,06	87778	0,022	493	940	1434
1.13	DN 50	2	1,7	4,61	1,06	87778	0,022	493	940	1434
1.14	DN 50	2	1	4,61	1,06	87778	0,022	493	553	1046
1.15	DN 50	2	1	4,61	1,06	87778	0,022	493	553	1046
1.16	DN 50	2	1	4,61	1,06	87778	0,022	493	553	1046
2.1	DN 100	80	8,8	31,36	1,46	268441	0,018	15514	9214	24728
2.2	DN 100	18	0,4	25,09	1,17	214753	0,018	2274	268	2543
2.3	DN 100	2	0,4	21,95	1,02	187909	0,019	196	205	401
2.4	DN 100	14	0,4	18,82	0,88	161065	0,019	1023	151	1173
2.5	DN 100	2	0,4	15,68	0,73	134220	0,019	103	105	208
2.6	DN 100	20	0,4	12,54	0,58	107376	0,020	680	67	747
2.7	DN 100	2	0,4	9,41	0,44	80532	0,021	40	38	77

2.8	DN 100	18	0,4	6,27	0,29	53688	0,022	170	17	186
2.9	DN 100	2	0,7	3,14	0,15	26844	0,025	5	7	13
2.10	DN 80	38,4	7,5	6,27	0,55	73524	0,021	1638	1105	2743
2.11	DN 80	50,5	4,8	3,14	0,27	36762	0,024	601	177	778
2.12	DN 80	101,75	7,8	3,14	0,27	36762	0,024	1211	287	1499
2.13	DN 80	101,75	9,4	3,14	0,27	36762	0,024	1211	346	1557
2.14	DN 80	101,75	9,8	3,14	0,27	36762	0,024	1211	361	1572
2.15	DN 50	2	0,9	3,14	0,72	59670	0,023	238	230	468
2.16	DN 40	2	1	1,57	0,70	41583	0,025	314	241	555
2.17	DN 40	2	1,2	1,57	0,70	41583	0,025	314	289	603
2.18	DN 40	2	1,2	1,57	0,70	41583	0,025	314	289	603
2.19	DN 40	2	1,2	1,57	0,70	41583	0,025	314	289	603

Na Tabela A-5 estão apresentados os resultados relativos à situação 3*.

Tabela A-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
2.1	DN 125	80	8,8	31,36	0,74	191355	0,018	3182	2379	5561
2.2	DN 125	18	0,4	25,09	0,59	153084	0,018	470	69	539
2.3	DN 125	2	0,4	21,95	0,52	133948	0,019	41	53	94
2.4	DN 125	14	0,4	18,82	0,44	114813	0,019	213	39	252
2.5	DN 125	2	0,4	15,68	0,37	95677	0,020	22	27	49
2.6	DN 125	20	0,4	12,54	0,30	76542	0,020	144	17	161
2.7	DN 125	2	0,4	9,41	0,22	57406	0,021	8	10	18
2.8	DN 125	18	0,4	6,27	0,15	38271	0,023	37	4	41
2.9	DN 125	2	0,7	3,14	0,07	19135	0,027	1	2	3

Na Tabela A-6 estão apresentados os resultados relativos à situação 4*.

Tabela A-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
2.1	DN 125	80	8,8	31,36	0,88	226951	0,018	4400	3347	7746
2.2	DN 125	18	0,4	25,09	0,70	181561	0,018	648	97	745
2.3	DN 125	2	0,4	21,95	0,62	158866	0,018	56	75	130
2.4	DN 125	14	0,4	18,82	0,53	136171	0,019	293	55	348
2.5	DN 125	2	0,4	15,68	0,44	113476	0,019	30	38	68
2.6	DN 125	20	0,4	12,54	0,35	90781	0,020	197	24	221
2.7	DN 125	2	0,4	9,41	0,26	68085	0,021	12	14	25

2.8	DN 125	18	0,4	6,27	0,18	45390	0,022	50	6	56
2.9	DN 125	2	0,7	3,14	0,09	22695	0,026	2	3	4

ANEXO B: Pré-aquecimento dos moldes

Na Tabela B-1 são apresentados os resultados relativos à hipótese de $T_{mudança}$ de 60 °C, com um passo de integração de 60 s.

Tabela B-1 – Resultados para $T_{mudança}$ de 60 °C

t [min]	$T_{aux,f}$ [°C]	$T_{aux,q}$ [°C]	$T_{dreno,f}$ [°C]	$\frac{dT_{molde}}{dt}$ [°C · s ⁻¹]	T_{molde} [°C]	\dot{m}_{vapor} [kg · h ⁻¹]	$m_{vapor;pré-aquec}$ [kg]
0	25,00	25,00	35,5	0,000	25,0		
1	39,27	85,87	39,80	0,068	29,1		
2	42,47	86,16	43,27	0,064	32,9		
3	45,45	86,40	46,21	0,060	36,5		
4	48,25	86,62	48,97	0,056	39,9		
5	50,86	86,84	51,54	0,052	43,0		
6	53,31	87,03	53,95	0,049	46,0		
7	55,59	87,22	56,20	0,046	48,7		
8	57,73	87,39	58,31	0,043	51,3		
9	59,73	87,55	60,28	0,040	53,7		
10	61,60	87,71	62,12	0,037	55,9		
11	63,35	87,85	63,84	0,035	58,0		
12	64,98	87,98	65,45	0,033	59,9		
13	66,51	88,10	66,95	0,031	61,8		
14				0,092	67,3	150	0,0
15				0,092	72,8	150	2,5
16				0,092	78,3	150	5,0
17				0,092	83,8	150	7,5
18				0,091	89,3	150	10,0
19				0,091	94,8	150	12,5
20				0,091	100,3	150	15,0
21				0,091	105,7	150	17,5
22				0,091	111,1	150	20,0

23				0,090	116,6	150	22,5
24				0,090	122,0	150	25,0
25				0,090	127,4	150	27,5
26				0,090	132,7	150	30,0
27				0,089	138,1	150	32,5
28				0,089	143,5	150	35,0
29				0,089	148,8	150	37,5
30				0,089	154,1	150	40,0
31				0,088	159,4	150	42,5
32				0,088	164,7	150	45,0
33				0,088	170,0	150	47,5
34				0,088	175,2	150	50,0
35				0,087	180,4	150	52,5
36				0,087	185,7	150	55,0
37				0,087	190,9	150	57,5
38				0,000	190,9	11,1	60,0
39				0,000	190,9	11,1	60,2
40				0,000	190,8	11,1	60,4

ANEXO C: Redistribuição por 2 grupos

Na Tabela C-1 estão apresentados os resultados relativos à situação 1.

Tabela C-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	7,25	0,27	55638	0,022	81	319	400
1.2	DN 100	4	0,4	2,42	0,09	18546	0,027	4	2	6
1.3	DN 100	14	0,4	1,21	0,05	9273	0,032	5	0	5
1.4	DN 100	14	0,4	4,83	0,18	37092	0,023	54	6	61
1.5	DN 100	15,5	0,4	3,62	0,14	27819	0,025	36	4	39
1.6	DN 100	17,4	0,4	2,42	0,09	18546	0,027	19	2	21
1.7	DN 100	17,4	0,5	1,21	0,05	9273	0,032	6	1	6
1.8	DN 80	38,4	6,7	1,21	0,08	12234	0,030	48	20	68
1.9	DN 80	38,4	6,7	1,21	0,08	12234	0,030	48	20	68
1.10	DN 80	38,4	6,3	1,21	0,08	12234	0,030	48	19	67
1.11	DN 80	38,4	7,5	1,21	0,08	12234	0,030	48	23	71
1.12	DN 80	38,4	7,5	1,21	0,08	12234	0,030	48	23	71
1.13	DN 80	101,75	10,1	1,21	0,08	12234	0,030	127	31	157
1.14	DN 50	2	1,7	1,21	0,18	18308	0,028	17	26	43
1.15	DN 50	2	1,7	1,21	0,18	18308	0,028	17	26	43
1.16	DN 50	2	1	1,21	0,18	18308	0,028	17	15	33
1.17	DN 50	2	1	1,21	0,18	18308	0,028	17	15	33
1.18	DN 50	2	1	1,21	0,18	18308	0,028	17	15	33
1.19	DN 50	2	1	1,21	0,18	18308	0,028	17	15	33
2.1	DN 100	98	8,8	7,78	0,29	59735	0,021	904	367	1271
2.2	DN 100	2	0,4	7,78	0,29	59735	0,021	18	17	35
2.3	DN 100	14	0,4	5,83	0,22	44801	0,023	76	9	86
2.4	DN 100	2	0,4	5,83	0,22	44801	0,023	11	9	20
2.5	DN 100	20	0,4	3,89	0,15	29867	0,024	52	4	57
2.6	DN 100	2	0,4	3,89	0,15	29867	0,024	5	4	9
2.7	DN 100	18	0,4	1,94	0,07	14934	0,028	14	1	15

2.8	DN 100	2	0,7	1,94	0,07	14934	0,028	2	2	3
2.9	DN 80	101,75	10,2	1,94	0,13	19702	0,027	294	81	375
2.10	DN 80	101,75	7,8	1,94	0,13	19702	0,027	294	62	356
2.11	DN 80	101,75	9,4	1,94	0,13	19702	0,027	294	74	369
2.12	DN 80	101,75	9,8	1,94	0,13	19702	0,027	294	77	372
2.13	DN 40	2	1	1,94	0,47	38051	0,025	145	110	255
2.14	DN 40	2	1,2	1,94	0,47	38051	0,025	145	132	277
2.15	DN 40	2	1,2	1,94	0,47	38051	0,025	145	132	277
2.16	DN 40	2	1,2	1,94	0,47	38051	0,025	145	132	277

Na Tabela C-2 estão apresentados os resultados relativos à situação 2.

Tabela C-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	7,25	0,34	62020	0,021	123	492	615
1.2	DN 100	4	0,4	2,42	0,11	20673	0,026	7	2	9
1.3	DN 100	14	0,4	1,21	0,06	10337	0,031	7	1	8
1.4	DN 100	14	0,4	4,83	0,22	41346	0,023	82	10	92
1.5	DN 100	15,5	0,4	3,62	0,17	31010	0,024	54	6	60
1.6	DN 100	17,4	0,4	2,42	0,11	20673	0,026	29	2	32
1.7	DN 100	17,4	0,5	1,21	0,06	10337	0,031	9	1	9
1.8	DN 80	38,4	6,7	1,21	0,11	14156	0,029	83	37	119
1.9	DN 80	38,4	6,7	1,21	0,11	14156	0,029	83	37	119
1.10	DN 80	38,4	6,3	1,21	0,11	14156	0,029	83	34	117
1.11	DN 80	38,4	7,5	1,21	0,11	14156	0,029	83	41	124
1.12	DN 80	38,4	7,5	1,21	0,11	14156	0,029	83	41	124
1.13	DN 80	101,75	10,1	1,21	0,11	14156	0,029	219	55	274
1.14	DN 50	2	1,7	1,21	0,28	22977	0,027	41	64	106
1.15	DN 50	2	1,7	1,21	0,28	22977	0,027	41	64	106
1.16	DN 50	2	1	1,21	0,28	22977	0,027	41	38	79
1.17	DN 50	2	1	1,21	0,28	22977	0,027	41	38	79
1.18	DN 50	2	1	1,21	0,28	22977	0,027	41	38	79
1.19	DN 50	2	1	1,21	0,28	22977	0,027	41	38	79
2.1	DN 100	98	8,8	7,78	0,36	66587	0,021	1372	567	1939
2.2	DN 100	2	0,4	7,78	0,36	66587	0,021	28	26	54
2.3	DN 100	14	0,4	5,83	0,27	49940	0,022	116	14	130
2.4	DN 100	2	0,4	5,83	0,27	49940	0,022	17	14	31
2.5	DN 100	20	0,4	3,89	0,18	33293	0,024	79	6	86
2.6	DN 100	2	0,4	3,89	0,18	33293	0,024	8	6	14
2.7	DN 100	18	0,4	1,94	0,09	16647	0,028	21	2	22

2.8	DN 100	2	0,7	1,94	0,09	16647	0,028	2	3	5
2.9	DN 80	101,75	10,2	1,94	0,17	22797	0,026	511	144	656
2.10	DN 80	101,75	7,8	1,94	0,17	22797	0,026	511	110	622
2.11	DN 80	101,75	9,4	1,94	0,17	22797	0,026	511	133	644
2.12	DN 80	101,75	9,8	1,94	0,17	22797	0,026	511	139	650
2.13	DN 40	2	1	1,94	0,87	51573	0,024	469	371	840
2.14	DN 40	2	1,2	1,94	0,87	51573	0,024	469	445	915
2.15	DN 40	2	1,2	1,94	0,87	51573	0,024	469	445	915
2.16	DN 40	2	1,2	1,94	0,87	51573	0,024	469	445	915

Na Tabela C-3 estão apresentados os resultados relativos à situação 3.

Tabela C-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	30,64	1,15	235288	0,018	1211	5697	6908
1.2	DN 100	4	0,4	10,21	0,38	78429	0,021	61	29	90
1.3	DN 100	14	0,4	5,11	0,19	39215	0,023	60	7	67
1.4	DN 100	14	0,4	20,43	0,77	156859	0,019	783	115	898
1.5	DN 100	15,5	0,4	15,32	0,57	117644	0,020	503	65	568
1.6	DN 100	17,4	0,4	10,21	0,38	78429	0,021	265	29	294
1.7	DN 100	17,4	0,5	5,11	0,19	39215	0,023	74	9	83
1.8	DN 80	38,4	6,7	5,11	0,33	51736	0,022	638	365	1003
1.9	DN 80	38,4	6,7	5,11	0,33	51736	0,022	638	365	1003
1.10	DN 80	38,4	6,3	5,11	0,33	51736	0,022	638	343	981
1.11	DN 80	38,4	7,5	5,11	0,33	51736	0,022	638	409	1047
1.12	DN 80	38,4	7,5	5,11	0,33	51736	0,022	638	409	1047
1.13	DN 80	101,75	10,1	5,11	0,33	51736	0,022	1691	550	2241
1.14	DN 50	2	1,7	5,11	0,75	77426	0,022	247	465	711
1.15	DN 50	2	1,7	5,11	0,75	77426	0,022	247	465	711
1.16	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.17	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.18	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.19	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
2.1	DN 100	98	8,8	29,95	1,12	229978	0,018	11363	5443	16806
2.2	DN 100	2	0,4	26,21	0,98	201231	0,018	180	189	369
2.3	DN 100	14	0,4	22,46	0,84	172483	0,019	937	139	1076
2.4	DN 100	2	0,4	18,72	0,70	143736	0,019	95	97	191
2.5	DN 100	20	0,4	14,98	0,56	114989	0,020	622	62	684
2.6	DN 100	2	0,4	11,23	0,42	86242	0,020	36	35	71
2.7	DN 100	18	0,4	7,49	0,28	57494	0,022	155	15	170

2.8	DN 100	2	0,7	3,74	0,14	28747	0,025	5	7	12
2.9	DN 80	101,75	10,2	3,74	0,24	37926	0,024	958	299	1256
2.10	DN 80	101,75	7,8	3,74	0,24	37926	0,024	958	228	1186
2.11	DN 80	101,75	9,4	3,74	0,24	37926	0,024	958	275	1233
2.12	DN 80	101,75	9,8	3,74	0,24	37926	0,024	958	287	1245
2.13	DN 40	2	1	1,87	0,46	36624	0,025	135	102	237
2.14	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257
2.15	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257
2.16	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257

Na Tabela C-4 estão apresentados os resultados relativos à situação 4.

Tabela C-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	30,64	1,43	262277	0,018	1854	8796	10650
1.2	DN 100	4	0,4	10,21	0,48	87426	0,020	93	44	137
1.3	DN 100	14	0,4	5,11	0,24	43713	0,023	91	11	102
1.4	DN 100	14	0,4	20,43	0,95	174852	0,019	1195	178	1373
1.5	DN 100	15,5	0,4	15,32	0,71	131139	0,019	767	100	867
1.6	DN 100	17,4	0,4	10,21	0,48	87426	0,020	403	44	448
1.7	DN 100	17,4	0,5	5,11	0,24	43713	0,023	113	14	127
1.8	DN 80	38,4	6,7	5,11	0,45	59863	0,022	1118	654	1773
1.9	DN 80	38,4	6,7	5,11	0,45	59863	0,022	1118	654	1773
1.10	DN 80	38,4	6,3	5,11	0,45	59863	0,022	1118	615	1734
1.11	DN 80	38,4	7,5	5,11	0,45	59863	0,022	1118	732	1851
1.12	DN 80	38,4	7,5	5,11	0,45	59863	0,022	1118	732	1851
1.13	DN 80	101,75	10,1	5,11	0,45	59863	0,022	2964	986	3950
1.14	DN 50	2	1,7	5,11	1,17	97167	0,022	598	1152	1751
1.15	DN 50	2	1,7	5,11	1,17	97167	0,022	598	1152	1751
1.16	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.17	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.18	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.19	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
2.1	DN 100	98	8,8	29,95	1,39	256357	0,018	17393	8403	25796
2.2	DN 100	2	0,4	26,21	1,22	224313	0,018	275	292	567
2.3	DN 100	14	0,4	22,46	1,05	192268	0,019	1432	215	1647
2.4	DN 100	2	0,4	18,72	0,87	160223	0,019	145	149	294
2.5	DN 100	20	0,4	14,98	0,70	128179	0,019	949	95	1044
2.6	DN 100	2	0,4	11,23	0,52	96134	0,020	55	54	109
2.7	DN 100	18	0,4	7,49	0,35	64089	0,021	235	24	259

2.8	DN 100	2	0,7	3,74	0,17	32045	0,024	7	10	18
2.9	DN 80	101,75	10,2	3,74	0,33	43884	0,023	1673	535	2209
2.10	DN 80	101,75	7,8	3,74	0,33	43884	0,023	1673	409	2083
2.11	DN 80	101,75	9,4	3,74	0,33	43884	0,023	1673	493	2167
2.12	DN 80	101,75	9,8	3,74	0,33	43884	0,023	1673	514	2188
2.13	DN 40	2	1	1,87	0,84	49639	0,024	437	344	781
2.14	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849
2.15	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849
2.16	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849

Na Tabela C-5 estão apresentados os resultados relativos à situação 3*.

Tabela C-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 125	10	8,8	30,64	0,72	186961	0,018	381	2271	2652
1.2	DN 125	4	0,4	10,21	0,24	62320	0,021	20	11	31
1.3	DN 125	14	0,4	5,11	0,12	31160	0,024	20	3	23
1.4	DN 125	14	0,4	20,43	0,48	124641	0,019	248	46	294
1.5	DN 125	15,5	0,4	15,32	0,36	93481	0,020	161	26	187
1.6	DN 125	17,4	0,4	10,21	0,24	62320	0,021	86	11	97
1.7	DN 125	17,4	0,5	5,11	0,12	31160	0,024	24	4	28
1.8	DN 80	38,4	6,9	5,11	0,33	51736	0,022	638	376	1014
1.9	DN 80	38,4	6,9	5,11	0,33	51736	0,022	638	376	1014
1.10	DN 80	38,4	6,5	5,11	0,33	51736	0,022	638	354	992
1.11	DN 80	38,4	7,7	5,11	0,33	51736	0,022	638	419	1058
1.12	DN 80	38,4	7,7	5,11	0,33	51736	0,022	638	419	1058
1.13	DN 80	101,75	6,6	2,55	0,17	25868	0,025	479	90	569
1.14	DN 50	2	1,7	5,11	0,75	77426	0,022	247	465	711
1.15	DN 50	2	1,7	5,11	0,75	77426	0,022	247	465	711
1.16	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.17	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.18	DN 50	2	1	5,11	0,75	77426	0,022	247	273	520
1.19	DN 50	2	1	2,55	0,37	38713	0,024	68	68	136
2.1	DN 125	98	8,8	29,95	0,71	182741	0,018	3572	2170	5742
2.2	DN 125	2	0,4	26,21	0,62	159898	0,018	57	76	132
2.3	DN 125	14	0,4	22,46	0,53	137056	0,019	297	55	352
2.4	DN 125	2	0,4	18,72	0,44	114213	0,019	30	39	69
2.5	DN 125	20	0,4	14,98	0,35	91371	0,020	199	25	224
2.6	DN 125	2	0,4	11,23	0,27	68528	0,021	12	14	26
2.7	DN 125	18	0,4	7,49	0,18	45685	0,022	50	6	57

2.8	DN 125	2	0,7	3,74	0,09	22843	0,026	2	3	4
2.9	DN 80	101,75	10,4	3,74	0,24	37926	0,024	958	304	1262
2.10	DN 80	101,75	8	3,74	0,24	37926	0,024	958	234	1192
2.11	DN 80	101,75	9,6	3,74	0,24	37926	0,024	958	281	1239
2.12	DN 80	101,75	10	3,74	0,24	37926	0,024	958	293	1250
2.13	DN 40	2	1	1,87	0,46	36624	0,025	135	102	237
2.14	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257
2.15	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257
2.16	DN 40	2	1,2	1,87	0,46	36624	0,025	135	122	257

Na Tabela C-6 estão apresentados os resultados relativos à situação 4*.

Tabela C-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 125	10	8,8	30,64	0,86	203609	0,018	531	3195	3725
1.2	DN 125	4	0,4	10,21	0,29	67870	0,021	27	16	43
1.3	DN 125	14	0,4	5,11	0,14	33935	0,024	27	4	31
1.4	DN 125	14	0,4	20,43	0,57	135740	0,019	346	65	410
1.5	DN 125	15,5	0,4	15,32	0,43	101805	0,019	224	36	260
1.6	DN 125	17,4	0,4	10,21	0,29	67870	0,021	119	16	135
1.7	DN 125	17,4	0,5	5,11	0,14	33935	0,024	34	5	39
1.8	DN 80	38,4	6,9	5,11	0,45	59863	0,022	1118	674	1792
1.9	DN 80	38,4	6,9	5,11	0,45	59863	0,022	1118	674	1792
1.10	DN 80	38,4	6,5	5,11	0,45	59863	0,022	1118	635	1753
1.11	DN 80	38,4	7,7	5,11	0,45	59863	0,022	1118	752	1870
1.12	DN 80	38,4	7,7	5,11	0,45	59863	0,022	1118	752	1870
1.13	DN 80	101,75	6,6	2,55	0,22	29932	0,025	834	161	996
1.14	DN 50	2	1,7	5,11	1,17	97167	0,022	598	1152	1751
1.15	DN 50	2	1,7	5,11	1,17	97167	0,022	598	1152	1751
1.16	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.17	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.18	DN 50	2	1	5,11	1,17	97167	0,022	598	678	1276
1.19	DN 50	2	1	2,55	0,59	48583	0,024	162	169	332
2.1	DN 125	98	8,8	29,95	0,84	199014	0,018	4980	3052	8032
2.2	DN 125	2	0,4	26,21	0,73	174137	0,018	79	106	185
2.3	DN 125	14	0,4	22,46	0,63	149260	0,018	413	78	491
2.4	DN 125	2	0,4	18,72	0,52	124384	0,019	42	54	96
2.5	DN 125	20	0,4	14,98	0,42	99507	0,020	277	35	311
2.6	DN 125	2	0,4	11,23	0,31	74630	0,020	16	20	36
2.7	DN 125	18	0,4	7,49	0,21	49753	0,022	70	9	78

2.8	DN 125	2	0,7	3,74	0,10	24877	0,025	2	4	6
2.9	DN 80	101,75	10,4	3,74	0,33	43884	0,023	1673	546	2219
2.10	DN 80	101,75	8	3,74	0,33	43884	0,023	1673	420	2093
2.11	DN 80	101,75	9,6	3,74	0,33	43884	0,023	1673	504	2177
2.12	DN 80	101,75	10	3,74	0,33	43884	0,023	1673	525	2198
2.13	DN 40	2	1	1,87	0,84	49639	0,024	437	344	781
2.14	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849
2.15	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849
2.16	DN 40	2	1,2	1,87	0,84	49639	0,024	437	412	849

ANEXO D: Redistribuição por 3 grupos

Na Tabela D-1 estão apresentados os resultados relativos à situação 1.

Tabela D-1 – Perda de carga em cada troço para a situação 1

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	4,08	0,15	31292	0,024	28	101	129
1.2	DN 100	4	0,4	2,04	0,08	15646	0,028	3	1	4
1.3	DN 100	14	0,4	1,02	0,04	7823	0,034	3	0	4
1.4	DN 100	14	0,4	2,04	0,08	15646	0,028	12	1	13
1.5	DN 100	15,5	0,5	1,02	0,04	7823	0,034	4	0	4
1.6	DN 80	38,4	6,7	1,02	0,07	10321	0,031	35	15	50
1.7	DN 80	38,4	6,7	1,02	0,07	10321	0,031	35	15	50
1.8	DN 80	38,4	6,3	1,02	0,07	10321	0,031	35	14	49
1.9	DN 80	38,4	7,5	1,02	0,07	10321	0,031	35	16	52
1.10	DN 50	2	1,7	1,02	0,15	15446	0,029	13	18	31
1.11	DN 50	2	1,7	1,02	0,15	15446	0,029	13	18	31
1.12	DN 50	2	1	1,02	0,15	15446	0,029	13	11	24
1.13	DN 50	2	1	1,02	0,15	15446	0,029	13	11	24
2.1	DN 100	62	8,8	5,04	0,19	38702	0,023	259	154	413
2.2	DN 100	18	0,4	3,36	0,13	25814	0,025	36	3	39
2.3	DN 100	18	0,4	1,68	0,06	12888	0,029	11	1	11
2.4	DN 100	2	0,4	1,68	0,06	12888	0,029	1	1	2
2.5	DN 80	40	7,5	1,68	0,11	17003	0,028	89	44	133
2.6	DN 80	101,75	10,1	1,68	0,11	17003	0,028	226	59	286
2.7	DN 80	101,75	10,2	1,68	0,11	17003	0,028	226	60	286
2.8	DN 50	2	1	1,68	0,25	25446	0,026	31	30	61
2.9	DN 50	2	0,9	1,68	0,25	25446	0,026	31	27	58
2.10	DN 40	2	1,2	1,68	0,41	32838	0,026	110	98	209
3.1	DN 100	10	8,8	5,80	0,22	44535	0,023	54	204	258
3.2	DN 100	1	0,5	1,93	0,07	14830	0,028	1	1	2
3.3	DN 100	20	0,4	1,93	0,07	14830	0,028	15	1	16

3.4	DN 100	2	0,4	1,93	0,07	14830	0,028	2	1	3
3.5	DN 100	1	0,5	3,87	0,14	29705	0,024	3	5	8
3.6	DN 100	18	0,4	1,93	0,07	14830	0,028	14	1	15
3.7	DN 100	2	0,7	1,93	0,07	14830	0,028	2	2	3
3.8	DN 80	101,75	6,4	1,93	0,13	19566	0,027	291	50	340
3.9	DN 80	101,75	6,2	1,93	0,13	19566	0,027	291	48	339
3.10	DN 80	101,75	6,4	1,93	0,13	19566	0,027	291	50	340
3.11	DN 40	2	1,2	1,93	0,47	37787	0,025	143	130	273
3.12	DN 40	2	1,2	1,93	0,47	37787	0,025	143	130	273
3.13	DN 40	2	1,2	1,93	0,47	37787	0,025	143	130	273

Na Tabela D-2 estão apresentados os resultados relativos à situação 2.

Tabela D-2 – Perda de carga em cada troço para a situação 2

Troço	Tubagem	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	4,08	0,19	34881	0,024	43	156	199
1.2	DN 100	4	0,4	2,04	0,09	17441	0,027	5	2	7
1.3	DN 100	14	0,4	1,02	0,05	8720	0,033	5	0	6
1.4	DN 100	14	0,4	2,04	0,09	17441	0,027	17	2	19
1.5	DN 100	15,5	0,5	1,02	0,05	8720	0,033	6	1	6
1.6	DN 80	38,4	6,7	1,02	0,09	11942	0,030	61	26	87
1.7	DN 80	38,4	6,7	1,02	0,09	11942	0,030	61	26	87
1.8	DN 80	38,4	6,3	1,02	0,09	11942	0,030	61	24	86
1.9	DN 80	38,4	7,5	1,02	0,09	11942	0,030	61	29	90
1.10	DN 50	2	1,7	1,02	0,23	19384	0,028	30	46	76
1.11	DN 50	2	1,7	1,02	0,23	19384	0,028	30	46	76
1.12	DN 50	2	1	1,02	0,23	19384	0,028	30	27	57
1.13	DN 50	2	1	1,02	0,23	19384	0,028	30	27	57
2.1	DN 100	62	8,8	5,04	0,23	43142	0,023	392	238	630
2.2	DN 100	18	0,4	3,36	0,16	28776	0,025	55	5	60
2.3	DN 100	18	0,4	1,68	0,08	14366	0,029	16	1	17
2.4	DN 100	2	0,4	1,68	0,08	14366	0,029	2	1	3
2.5	DN 80	40	7,5	1,68	0,15	19674	0,027	154	79	234
2.6	DN 80	101,75	10,1	1,68	0,15	19674	0,027	393	107	499
2.7	DN 80	101,75	10,2	1,68	0,15	19674	0,027	393	108	501
2.8	DN 50	2	1	1,68	0,39	31934	0,025	75	73	148
2.9	DN 50	2	0,9	1,68	0,39	31934	0,025	75	66	141
2.10	DN 40	2	1,2	1,68	0,75	44508	0,025	356	332	688
3.1	DN 100	10	8,8	5,80	0,27	49644	0,022	82	315	397
3.2	DN 100	1	0,5	1,93	0,09	16531	0,028	1	2	3

3.3	DN 100	20	0,4	1,93	0,09	16531	0,028	23	2	24
3.4	DN 100	2	0,4	1,93	0,09	16531	0,028	2	2	4
3.5	DN 100	1	0,5	3,87	0,18	33112	0,024	4	8	12
3.6	DN 100	18	0,4	1,93	0,09	16531	0,028	20	2	22
3.7	DN 100	2	0,7	1,93	0,09	16531	0,028	2	3	5
3.8	DN 80	101,75	6,4	1,93	0,17	22639	0,026	505	89	594
3.9	DN 80	101,75	6,2	1,93	0,17	22639	0,026	505	87	592
3.10	DN 80	101,75	6,4	1,93	0,17	22639	0,026	505	89	594
3.11	DN 40	2	1,2	1,93	0,86	51215	0,024	463	439	902
3.12	DN 40	2	1,2	1,93	0,86	51215	0,024	463	439	902
3.13	DN 40	2	1,2	1,93	0,86	51215	0,024	463	439	902

Na Tabela D-3 estão apresentados os resultados relativos à situação 3.

Tabela D-3 – Perda de carga em cada troço para a situação 3

Troço	Tubage m	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	17,81	0,67	136743	0,019	431	1924	2355
1.2	DN 100	4	0,4	8,90	0,33	68372	0,021	47	22	69
1.3	DN 100	14	0,4	4,45	0,17	34186	0,024	47	5	52
1.4	DN 100	14	0,4	8,90	0,33	68372	0,021	166	22	187
1.5	DN 100	15,5	0,5	4,45	0,17	34186	0,024	52	7	59
1.6	DN 80	38,4	6,7	4,45	0,29	45101	0,023	496	277	773
1.7	DN 80	38,4	6,7	4,45	0,29	45101	0,023	496	277	773
1.8	DN 80	38,4	6,3	4,45	0,29	45101	0,023	496	261	757
1.9	DN 80	38,4	7,5	4,45	0,29	45101	0,023	496	311	806
1.10	DN 50	2	1,7	2,23	0,32	33748	0,025	53	88	141
1.11	DN 50	2	1,7	2,23	0,32	33748	0,025	53	88	141
1.12	DN 50	2	1	2,23	0,32	33748	0,025	53	52	105
1.13	DN 50	2	1	2,23	0,32	33748	0,025	53	52	105
2.1	DN 100	62	8,8	20,03	0,75	153810	0,019	3339	2434	5774
2.2	DN 100	18	0,4	13,36	0,50	102592	0,020	452	49	502
2.3	DN 100	18	0,4	6,67	0,25	51219	0,022	125	12	138
2.4	DN 100	2	0,4	3,34	0,12	25609	0,025	4	3	7
2.5	DN 80	40	7,5	6,67	0,43	67573	0,022	1089	697	1786
2.6	DN 80	101,75	10,1	6,67	0,43	67573	0,022	2771	939	3710
2.7	DN 80	101,75	10,2	3,34	0,22	33787	0,024	776	237	1013
2.8	DN 50	2	1	3,34	0,49	50563	0,023	111	117	228
2.9	DN 50	2	0,9	3,34	0,49	50563	0,023	111	105	216
2.10	DN 40	2	1,2	1,67	0,41	32626	0,026	109	97	206
3.1	DN 100	10	8,8	22,33	0,84	171462	0,019	662	3025	3687

3.2	DN 100	1	0,5	11,16	0,42	85731	0,020	18	43	61
3.3	DN 100	20	0,4	7,45	0,28	57183	0,022	170	15	186
3.4	DN 100	2	0,4	3,72	0,14	28577	0,025	5	4	9
3.5	DN 100	1	0,5	11,16	0,42	85731	0,020	18	43	61
3.6	DN 100	18	0,4	7,45	0,28	57183	0,022	153	15	169
3.7	DN 100	2	0,7	3,72	0,14	28577	0,025	5	7	12
3.8	DN 80	101,75	6,4	3,72	0,24	37702	0,024	947	185	1132
3.9	DN 80	101,75	6,2	3,72	0,24	37702	0,024	947	179	1127
3.10	DN 80	101,75	6,4	3,72	0,24	37702	0,024	947	185	1132
3.11	DN 40	2	1,2	1,86	0,45	36407	0,025	133	121	254
3.12	DN 40	2	1,2	1,86	0,45	36407	0,025	133	121	254
3.13	DN 40	2	1,2	1,86	0,45	36407	0,025	133	121	254

Na Tabela D-4 estão apresentados os resultados relativos à situação 4.

Tabela D-4 – Perda de carga em cada troço para a situação 4

Troço	Tubage m	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
1.1	DN 100	10	8,8	17,81	0,83	152428	0,019	658	2971	3629
1.2	DN 100	4	0,4	8,90	0,41	76214	0,021	72	34	106
1.3	DN 100	14	0,4	4,45	0,21	38107	0,023	71	8	79
1.4	DN 100	14	0,4	8,90	0,41	76214	0,021	251	34	285
1.5	DN 100	15,5	0,5	4,45	0,21	38107	0,023	78	11	89
1.6	DN 80	38,4	6,7	4,45	0,39	52186	0,022	868	497	1365
1.7	DN 80	38,4	6,7	4,45	0,39	52186	0,022	868	497	1365
1.8	DN 80	38,4	6,3	4,45	0,39	52186	0,022	868	468	1336
1.9	DN 80	38,4	7,5	4,45	0,39	52186	0,022	868	557	1425
1.10	DN 50	2	1,7	2,23	0,51	42353	0,024	126	219	345
1.11	DN 50	2	1,7	2,23	0,51	42353	0,024	126	219	345
1.12	DN 50	2	1	2,23	0,51	42353	0,024	126	129	255
1.13	DN 50	2	1	2,23	0,51	42353	0,024	126	129	255
2.1	DN 100	62	8,8	20,03	0,93	171453	0,019	5099	3759	8858
2.2	DN 100	18	0,4	13,36	0,62	114359	0,020	689	76	765
2.3	DN 100	18	0,4	6,67	0,31	57094	0,022	190	19	209
2.4	DN 100	2	0,4	3,34	0,16	28547	0,025	6	5	11
2.5	DN 80	40	7,5	6,67	0,58	78188	0,021	1914	1249	3164
2.6	DN 80	101,75	10,1	6,67	0,58	78188	0,021	4869	1683	6552
2.7	DN 80	101,75	10,2	3,34	0,29	39094	0,024	1355	425	1780
2.8	DN 50	2	1	3,34	0,77	63456	0,023	267	289	556
2.9	DN 50	2	0,9	3,34	0,77	63456	0,023	267	260	528
2.10	DN 40	2	1,2	1,67	0,74	44220	0,025	352	327	679

3.1	DN 100	10	8,8	22,33	1,04	191130	0,019	1011	4671	5682
3.2	DN 100	1	0,5	11,16	0,52	95565	0,020	27	66	94
3.3	DN 100	20	0,4	7,45	0,35	63742	0,021	258	24	282
3.4	DN 100	2	0,4	3,72	0,17	31855	0,024	7	6	13
3.5	DN 100	1	0,5	11,16	0,52	95565	0,020	27	66	94
3.6	DN 100	18	0,4	7,45	0,35	63742	0,021	232	24	256
3.7	DN 100	2	0,7	3,72	0,17	31855	0,024	7	10	18
3.8	DN 80	101,75	6,4	3,72	0,32	43624	0,023	1655	332	1987
3.9	DN 80	101,75	6,2	3,72	0,32	43624	0,023	1655	322	1977
3.10	DN 80	101,75	6,4	3,72	0,32	43624	0,023	1655	332	1987
3.11	DN 40	2	1,2	1,86	0,83	49345	0,024	432	407	840
3.12	DN 40	2	1,2	1,86	0,83	49345	0,024	432	407	840
3.13	DN 40	2	1,2	1,86	0,83	49345	0,024	432	407	840

Na Tabela D-5 estão apresentados os resultados relativos à situação 3*.

Tabela D-5 – Perda de carga em cada troço para a situação 3*

Troço	Tubage m	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
2.1	DN 125	62	8,8	20,03	0,47	122218	0,019	1061	971	2031
2.2	DN 125	18	0,4	13,36	0,32	81520	0,020	145	20	165
2.3	DN 125	18	0,4	6,67	0,16	40699	0,023	41	5	46
2.4	DN 125	2	0,4	3,34	0,08	20349	0,026	1	1	3
2.5	DN 80	40	7,5	6,67	0,43	67573	0,022	1089	697	1786
2.6	DN 80	101,75	10,1	3,34	0,22	33787	0,024	776	235	1011
2.7	DN 80	101,75	10,2	3,34	0,22	33787	0,024	776	237	1013
2.8	DN 50	2	1	3,34	0,49	50563	0,023	111	117	228
2.9	DN 50	2	0,9	1,67	0,41	32626	0,026	109	73	182
2.10	DN 40	2	1,2	1,67	0,41	32626	0,026	109	97	206

Na Tabela D-6 estão apresentados os resultados relativos à situação 4*.

Tabela D-6 – Perda de carga em cada troço para a situação 4*

Troço	Tubage m	L [m]	K	Caudal [m ³ · h ⁻¹]	c [m · s ⁻¹]	Re	f_d	Perda de carga [Pa]		
								Linha	Local	Total
2.1	DN 125	62	8,8	20,03	0,56	133102	0,019	1476	1365	2841
2.2	DN 125	18	0,4	13,36	0,37	88779	0,020	202	28	229
2.3	DN 125	18	0,4	6,67	0,19	44323	0,022	57	7	63
2.4	DN 125	2	0,4	3,34	0,09	22161	0,026	2	2	4
2.5	DN 80	40	7,5	6,67	0,58	78188	0,021	1914	1249	3164

2.6	DN 80	101,75	10,1	3,34	0,29	39094	0,024	1355	421	1776
2.7	DN 80	101,75	10,2	3,34	0,29	39094	0,024	1355	425	1780
2.8	DN 50	2	1	3,34	0,77	63456	0,023	267	289	556
2.9	DN 50	2	0,9	1,67	0,74	44220	0,025	352	245	597
2.10	DN 40	2	1,2	1,67	0,74	44220	0,025	352	327	679